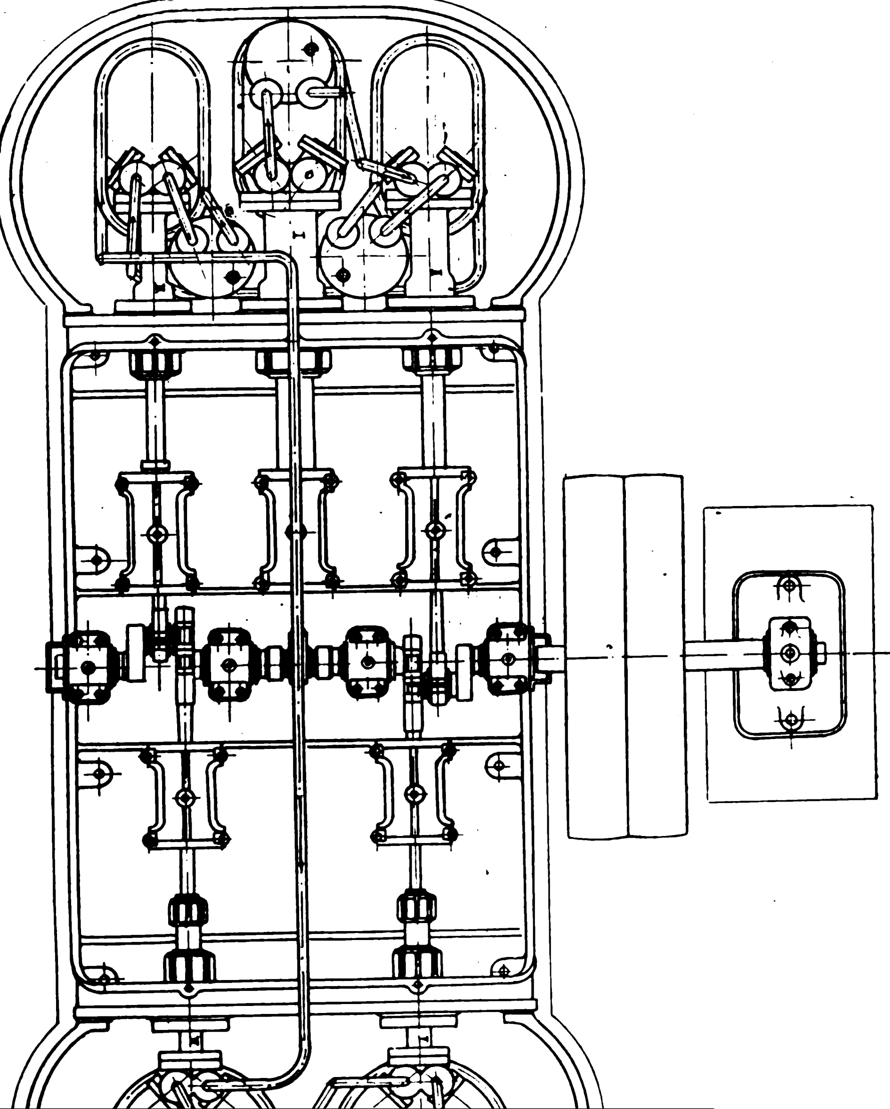
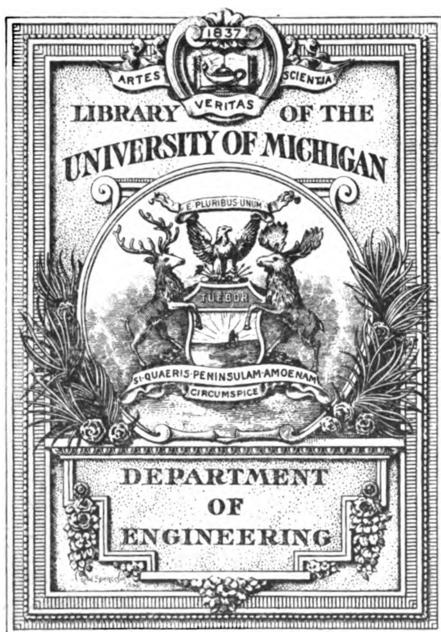


Hochdruck-kompressoren

Hans Hirschlaff


1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
E PLURIBUS UNUM
TUEBOR
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

Hochdruck-Kompressoren.

Von

Hans Hirschlaff,
Diplom-Ingenieur.

Mit 44 Abbildungen.



Weimar.
Verlag von Carl Steinert.
1908.

Weimar. — Druck von R. Wagner Sohn.

Vorwort.

Der Aufschwung, den die Erzeugung hoch komprimierter und flüssiger Gase usw. in der Industrie im Laufe der letzten Jahre genommen hat, hat naturgemäß eine Reihe von Maschinentypen gezeitigt, welche, abgesehen von ihrer Eigenart bezüglich Antriebsweise, Bauart und Wirkung mannigfache Verschiedenheiten aufweisen. Wenn auch unverkennbar ist, daß die verschiedenartigen Anforderungen, welche die Kompression der einzelnen Gase: Wasserstoff, Sauerstoff, Luft, Kohlensäure, Ammoniak, schweflige Säure und Chlor usw. an ihre Erzeuger-Maschinen stellten, zu spezieller Durchbildung der einschlägigen Konstruktionen berechtigte, so dürfte ein Übermaß im Vorhandensein von Spezialtypen wie auf allen Gebieten des modernen Maschinenbaus so auch hier nicht nur vom materiellen Standpunkt aus unrationell, sondern auch bezüglich der allgemeinen Behandlung der zu lösenden Aufgaben für den Großbetrieb gewissermaßen irreführend sein. Dazu kommt, daß »Sonderkonstruktionen« mit den durch sie wieder bedingten »Spezial-Erfahrungen« die maßgebenden Firmen nur umso beharrlicher zu einem geheimnisvollen

Schweigen nach außen veranlassen müssen, sodaß dem Gebiete an und für sich Fernerstehende leicht zu der Überzeugung gelangen, es mangels bisheriger authentischer Bekanntgabe und mangels unterstützender Literatur im Hochdruckkompressorenbau mit einem noch dunklen Zweige des allgemeinen Maschinenbaus zu tun zu haben.

In Anbetracht der engen Fühlung, in der der Hochdruckkompressorbau unter anderem auch zur Kriegsmarine, speziell zum Torpedodienst steht, ist zwar eine maßvolle Zurückhaltung begreiflich, in Anbetracht des stets wieder der Allgemeinheit zu gute kommenden Fortschritts bleibt es indessen ebenso wünschenswert, daß jedes noch so verworrene und junge Gebiet der Technik recht bald auf eine klare und allgemein verständliche Grundlage zurückgeführt wird, und in dieser Beziehung ist in vorliegendem Falle leider noch manches verabsäumt.

Die so auftauchende Lücke bin ich bestrebt, durch nachstehende kurze Abhandlung nach Möglichkeit auszufüllen, wobei ich nicht vergesse, auch an dieser Stelle den mich unterstützenden Firmen meinen Dank auszusprechen.

Möge die Arbeit neuen Impuls zu segensreicher Ingenieurtätigkeit bieten!

Charlottenburg, im April 1908.

Der Verfasser.

ehr vom allgemein forschenden als vom rein theoretischen Standpunkt ausgehend, wird man es beim Eindringen in die obwaltenden und scheinbar verwickelten Verhältnisse des Hochdruckkompressorbaues als eine willkommene Genugtuung empfinden, konstatieren zu können, daß auch dieses, zum mindesten dem Wesen nach neue Spezialgebiet des Maschinenbaues sich in konstruktiver Hinsicht auf bereits bekannte, allgemein erprobte Grundlagen wie beispiels- und vorzugsweise des Dampfmaschinenbaues usw. zurückführen bezw. auf denselben weiter aufbauen läßt, so wie es glücklicherweise auch in der modernen Entwicklung des Großgasmaschinen- und Dampfturbinenbaues mit Vorteil geschehen ist, und sich dasselbe in den häufigsten Fällen an bestehende Grundregeln und Vorbilder im Niederdruckkompressor- und Kältemaschinenbau anlehnt.

Zum Beweis dieser Tatsache sollen nachstehend mehrere Maschinenanlagen zur Kom-

primierung und Verflüssigung von Gasen betrachtet werden, welche die planmäßig eingeschlagene Richtung in einfachster Weise kennzeichnen, welche auch Interesse genug bieten, an dieser Stelle genannt zu werden und aller Wahrscheinlichkeit nach in noch erhöhtem Maße dieses in Zukunft beanspruchen werden.

Man hat es im Hochdruckkompressorbau je nach Art und Zweck des verwendeten Gases mit verschieden hohen Verdichtungsgraden zu tun. Um Gase auf direktem Wege, ohne Anwendung besonderer Verfahren, in den tropfbar flüssigen Zustand überzuführen, sind einesteils eine unter die sog. »kritische Temperatur« des Gases hinabgehende Abkühlung, andernteils eine letzerer nahezu umgekehrt proportionale, in der Höhe der jeweiligen Reinheit der Gase entsprechende Kompression erforderlich. In der folgenden Tabelle sind demgemäß für die hauptsächlich in Betracht kommenden Gase die kritischen Temperaturen t_c und Drucke p_c in ° C bezw. in at verzeichnet (d. s. diejenigen Höchstwerte der Temperatur, die nicht überschritten werden dürfen, um selbst bei den höchsten Drücken noch zu einer Verflüssigung des Gases zu führen). Der sich bei unter der kritischen Temperatur erfolgenden Verflüssigung ergebende Druck heißt der »kritische Druck«.

Gasarten:	tc	pc
Ammoniak . .	130	115
Chlor	141—146	83—93
Kohlensäure .	31,3	73—77
Sauerstoff . .	—118	50
Atm. Luft . .	—140	39—40
Stickstoff . .	—146	33—35
Wasserstoff .	—234,5	20

Beispielsweise würde Wasserstoff bei einer Temperatur von z. B. —200° C selbst bei noch so hohem Verdichtungsdruck ohne Temperaturänderung sich nicht mehr verflüssigen lassen, dagegen bei unterhalb der »kritischen« liegender Temperatur bei bloßer Druckerhöhung z. B. bei —252,5° C schon bei atmosphärischem Druck (sog. Siedepunkt). Demnach ist die Verflüssigung eines Gases umso schwerfälliger und schwieriger erreichbar, je tiefer die kritische Temperatur liegt, und es sinkt mit sinkender Temperatur auch der zur Verflüssigung nötige Druck, die »Spannung des gesättigten Dampfes«, welche dann beim sog. Siedepunkt gleich dem atmosphärischen Druck von 760 mm Quecksilbersäule wird.

Es liegt abseits der Tendenz der vorliegenden Abhandlung, speziell die Methoden und Ausführungen zur Verflüssigung einzeln weiter zu verfolgen, auch dürften diese hinlänglich bekannt sein. Bahnbrechend wirkte hier das Linde'sche Verfahren zur Verflüssigung der

Luft durch mehrfache Expansion und Abkühlung vorgekühlter, hochgespannter Luft im Gegenstromapparat, welches bis zur Erreichung von Kältegraden unter —200° hinabgeführt und seinerseits die Verflüssigung des Wasserstoffs im Gefolge hatte, nachdem man zu einer wirksamen Vorkühlung gegriffen hatte. Ferner leitete sich aus diesem Verfahren die Herstellung flüssigen Stick- und Sauerstoffs ab, welche durch fraktionierte Verdampfung und Rektifikation der Luft gewonnen wurden.

Während aber bei den gasförmigen Körpern, deren Siedepunkt nicht wesentlich unter 0° lag, wie bei Schwefliger Säure, Ammoniak, Chlor, Kohlensäure usw., zur Verflüssigung bei gewöhnlicher Temperatur nur verhältnismäßig geringe Drucke, wachsend bis ca. 50 at zur Anwendung kamen, verlangten die zur Verflüssigung der »permanenteren« Gase erforderlichen hohen Kältestufen einen möglichst hohen Spannungsabfall, zumal die Abkühlung pro 1 at Druckdifferenz nur $^1/_4$° C bei Luft von 16° C ausmachte. Für industrielle Zwecke bildete jedenfalls die moderne Entwicklung der Gasverflüssigungen den wesentlichsten Anhalt für die Bemessung und den Ausbau der Hochdruckkompressoren. Dazu kommt ferner die Notwendigkeit der Aufbewahrung möglichst großer Quantitäten der erzeugten Gase in möglichst

wenig Raum beanspruchenden Vorratsbehältern (Stahlflaschen), welche sich gleichzeitg in bequemster und sicherster Weise für den Transport eignen mußten. Diese Flaschen haben ausgedehnteste Verbreitung in chemischen Laboratorien, ferner zur Lieferung des Wasserstoffs für die Luftschiffahrt, von Sauerstoff und Wasserstoff oder Azetylengas für das sich so glänzend entwickelnde Verfahren der autogenen Schweißung und für viele andere Zwecke gefunden, wie wir sie an Hand der Beispiele noch kennen lernen werden. So waren also die praktischen Grenzen für die Gasdrucke im allgemeinen gegeben und sie haben sich durchschnittlich auf einer Höhe von 100—200 at gehalten. Es sind indessen, wie hier sogleich bemerkt werden soll, Gasdrücke über 2—3000 at hinaus möglich und auch anfänglich, vor der Erfindung des Gegenstromapparates, jedoch ohne den gewünschten Erfolg, im Versuchsapparat zur Verflüssigung von Gasen hergestellt werden.

Wir werden uns im Folgenden jedoch mit Hochdruckkompressoren befassen, welche sich in den mittleren Druckgrenzen von 150—250 at bewegen, sodaß Kompressoren für Ammoniak, Chlor, Kohlensäure u. a. als solche weniger Beachtung finden, insofern sie ja auch durch die weit mehr Anforderungen stellenden Hoch-

druckkompressoren an konstruktivem Interesse einbüßen.

Allgemein werden Hochdruckkompressoren je nach ihrer Druckhöhe und den verlangten thermodynamischen, mechanischen und volumetrischen Wirkungsgraden, zwei-, drei-, vier- und sogar fünfstufig in der Konstruktion ausgeführt und je nach der Menge und Zusammensetzung des zu verdichtenden Mediums, der Art des maschinellen Antriebs und je nach den gegebenen örtlichen Verhältnissen die spezielle Bauart gewählt. Es ist dies der schon von den Niederdruckkompressoren her übliche und vom Dampfmaschinenbau übernommene Weg, durch Teilung des Druck- und Temperaturgefälles, abgesehen von der Notwendigkeit der Reduktion der sonst übermäßig anwachsenden Triebkräfte, möglichst gleiche Arbeits- bezw. höchste Nutzleistung auf die einzelnen Zylinder zu übertragen und außer höchster Ökonomie und Gleichmäßigkeit im Gange der Maschinen durch gleichzeitige stufenweise Zwischenkühlung der Gase auf die Anfangstemperatur zurück auch eine überhaupt praktischerseits zu beherrschende Arbeitstemperatur in den Kompressorzylindern usw. zu ermöglichen. Wie weit der Konstrukteur durch zweckmäßige Abwägung der erzielbaren Betriebsersparnisse und der vermehrten Anlagekosten usw. mehrstufiger Kom-

pression in der Wahl der Stufenzahl zu gehen hat, lehren nachstehende Tabellen, von denen die erste die Arbeitsverluste durch Kompressionswärme von atmosphärischer Luft für verschiedene Drucke, einmal bezogen auf die gesamte isothermische, zweitens auf die gesamte adiabatische Kompressionsarbeit, die zweite

I

Manometerdruck in kg/qcm	Arbeitsverlust in %, bezogen auf:							
	Einst. Komp.		Zweist. Komp.		Dreist. Komp.		Vierst. Komp.	
	Isoth.	Adiab.	Isoth.	Adiab.	Isoth.	Adiab.	Isoth.	Adiab.
11,2	44,8	30,9	20,1	16,7	12,3	10.9	9,1	8.4
21,4	61,2	37,9	25.7	20,5	16.6	14,2	12,0	10,7
41,8	80,4	44,5	32,8	24.7	20 4	16,9	14,9	13.0
71,4	96,1	49,0	37,9	27.5	23,2	18.8	16,9	14,5
100	108,6	52,0	41,5	29,3	25,9	20,5	18,6	15,7
142	122,0	55,0	45,8	31 4	27,5	21.5	19,9	16,5

II

Manometerdruck in kg/qcm	Einst. Komp.		Zweist. Komp.		Dreist. Komp.		Vierst. Komp.	
	Theoret. mittl. Kolbenüberdruck kg/qcm	Theoret. Leistung pro cbm min. anges. Luft in PS.	Theoret. mittl. Kolbenüberdruck kg/qcm	Theoret. Leistung pro cbm min. anges. Luft in PS.	Theoret. mittl. Kolbenüberdruck in kg/qcm	Theoret. Leistung pro cbm min. anges. Luft in PS.	Theoret. mittl. Kolbenüberdruck in kg/qcm	Theoret. Leistung pro cbm min. anges. Luft in PS.
11,2	3,5	8,1	2,9	6.6	2,7	6,3	—	—
21,4	5,0	11,1	4,0	9,0	3.7	8,1	—	—
41,8	6,9	15,2	5,0	11,2	4,6	10,2	4,4	9,7
71,4	8,6	19,1	6,0	13.3	5,4	12,0	5,1	11,3
100	9,8	21,8	6,75	15,0	5,9	13,1	5,5	12,2
142	11,3	25,0	7,4	16,5	6,5	14,4	6,1	13,5
200	12,9	28,7	8,2	18,3	7,1	16,0	6,6	14,7
250	13,9	30,9	8,7	19,6	7,5	16,7	6,9	15,3

den erforderlichen Kraftbedarf in Pferdestärken pro cbm in der Minute angesaugter Luft enthalten.

In den beiden Tabellen ist auf den Einfluß der Mantelkühlung keine Rücksicht genommen. Die Anfangstemperatur der Luft ist in jedem Zylinder zu 15° C angenommen. Mittlere Drucke und Leistungen der mehrstufigen Kompression sind auf den Niederdruckzylinder reduziert. Tabelle 3 gibt Aufschluß über die volumetrischen

III

$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$	Isotherm. Kompression				Adiabat. Kompression			
	$\varepsilon_0 =$ 0,1	$\varepsilon_0 =$ 0,08	$\varepsilon_0 =$ 0,06	$\varepsilon_0 =$ 0,04	$\varepsilon_0 =$ 0,1	$\varepsilon_0 =$ 0,08	$\varepsilon_0 =$ 0,06	$\varepsilon_0 =$ 0,04
1,1	0,99	0,992	0,994	0,996	0,993	0,994	0,996	0,9972
1,2	98	984	988	992	986	989	992	9945
1,3	97	976	982	988	979	984	9877	9918
1,4	96	968	976	984	973	978	9838	989
1,5	95	960	970	980	967	973	980	9867
1,6	94	952	964	976	960	968	976	984
1,7	93	944	958	972	954	963	9726	9817
1,8	92	936	952	968	948	958	9689	979
1,9	91	928	946	964	942	954	9654	977
2	90	920	940	960	936	949	9619	9746
2,5	85	88	91	94	908	927	945	963
3	80	84	88	92	882	906	929	953
3.5	75	80	85	90	857	885	914	9427
4	70	76	82	88	833	866	8896	933
5	60	68	76	84	787	829	872	915
6	50	60	70	80	744	795	846	897
7	40	52	64	76	703	762	821	881
8	30	44	58	72	663	730	798	865
9	20	36	52	68	625	699	775	85
10	0,10	0,28	46	64	588	670	753	835
15	—	—	0,16	44	417	534	650	767
20	—	—	—	0,24	0,263	0,410	0,558	0,705

Wirkungsgrade ohne Druckausgleich, welche zeigt, daß derselbe mit wachsendem schädlichen Raum bis herab auf den Wert 0 sinken kann und daß man daher in den meisten Fällen nicht über ein Druckgefälle von ca. 1 : 6 in einem Zylinder gehen soll.

Auch empfiehlt sich dies bei den Niederdruckzylindern der Hochdruckkompressoren, trotzdem der schädliche Raum hier wegen der besonderen Anordnung der Ventile in den Deckeln bis auf 1—2 % herab geht, weil er aber mehr oder weniger für die ganze Leistung in den folgenden Zylindern ausschlaggebend ist. In den höheren Druckstufen fällt der schädliche Raum wegen der kleinen Gesamtvolumina trotz aller Bemühungen wieder höher aus.

Ebenso wie durch günstige Wahl der Druckstufenzahl schon eine erhöhte Gleichförmigkeit im Gange der Maschinen erzielt werden kann, kann ein weiterer Ausgleich in den treibenden und Massenkräften noch durch entsprechende Anordnung und Kurbelversetzung der Zylinder geschaffen werden.

In dieser Beziehung bemerkenswert ist die Ausführung eines fünfstufigen Gaskompressors der „Sürther Maschinenfabrik vorm. H. Hammerschmidt in Sürth b. Köln“. (Fig. 1—3.) In gedrängtester Weise werden hier von einer zentralen, dreifach gekröpften Kurbelwelle, welche mittelst

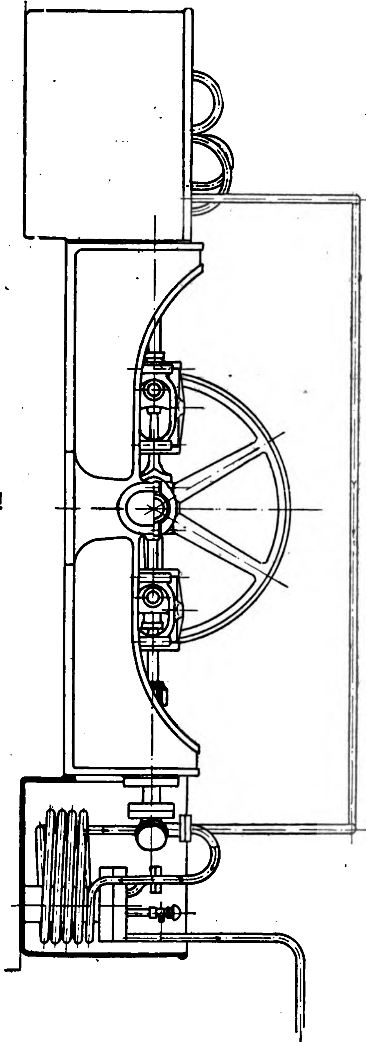


Fig. 1.

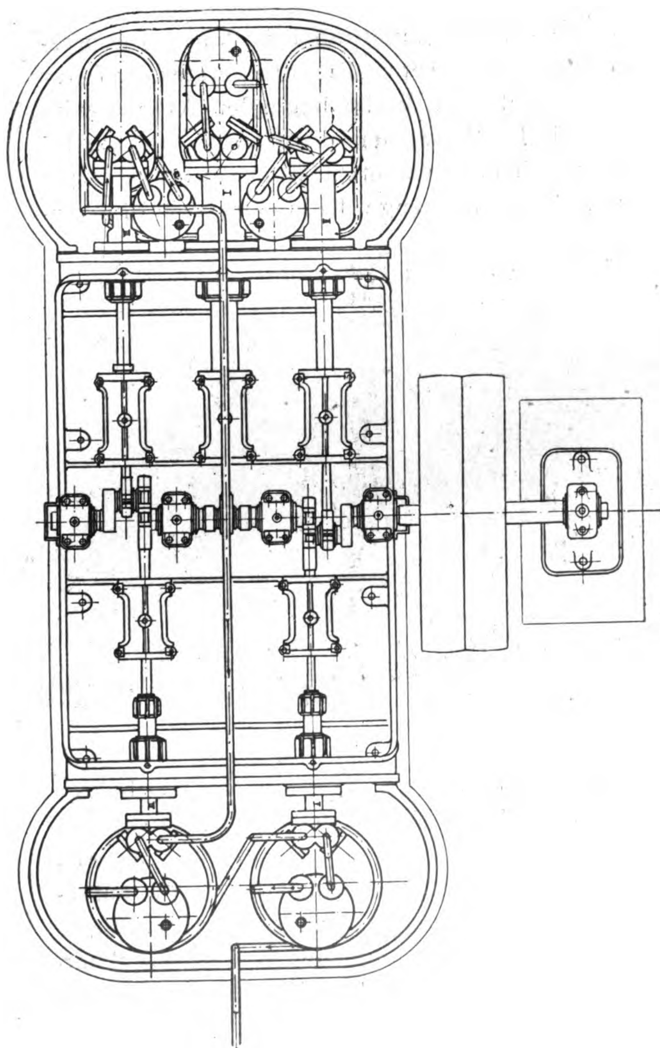


Fig. 2.

Riemenscheibe angetrieben wird, fünf Kompressorplunger bewegt. Die drei ersten, auf der einen Seite der Welle liegenden Arbeitszylinder II, I, III, werden direkt von den um 90° gegen einander versetzten Kurbelverkröpfungen mittelst Pleuelstange, Kreuzkopf und Plunger-

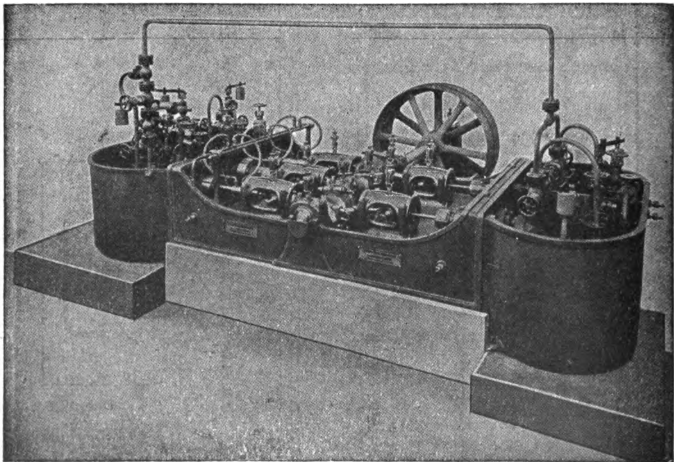


Fig. 3.

kolben betätigt, während die beiden letzten Zylinder V und IV, welche gegenüber von den Zylindern II und III angeordnet sind, mittelst auf den Wangen der Kurbelkröpfung aufgesetzter Exzenterbügel, Exzenterstangen, Kreuzkopf und Plunger angetrieben werden. Sämtliche Traglager der Kurbelwelle und Kreuz-

kopfführungen sind mit einem kastenförmigen Gußkörper aus einem Stück gegossen, an welchem gleichzeitig sämtliche Kompressorzylinder mit ihrer Stopfbüchsseite angeflanscht sind und zentrisch abgestützt werden. Die einfach wirkenden Zylinder mit Deckeln und Ventilen sind nach Art der betr. Kühlmaschinenorgane ausgeführt und liegen beiderseits in je einem an den mittleren Gußkörper angeschlossenen Wasserbottich, ebenso die von und zu den Ventilen der Zylinder führenden Verbindungsrohre, welche, als kupferne Schlangenrohre ausgebildet, die Zwischenkühlung bewirken. Zwischen je zwei Zylindern liegt ferner ein Sammel- und Druckausgleichgefäß, welches ebenfalls vom Kühlwasser umspült wird und welches jedesmal laut Vorschrift der Berufsgenossenschaft ein Sicherheitsventil gegen Überschreiten des maximalen Zwischendrucks erhält. Bei der so erzielten Gleichförmigkeit des Maschinenganges war ein schweres Schwungrad unnötig und genügte ein neben der Riemenscheibe aufgesetztes gleich großes Rad.

Wohl als eine der ältesten von den Hochdruckkompressoren bauenden Firmen ist die Ingersoll Sergeant Drill Co., New York, bekannt, welche neuerdings mit der Konkurrenzfirma, der Rand Drill Co. ebendaselbst, ver-

einigt ist. Beide Firmen haben es verstanden, sich mit ihren weit verzweigten Konstruktionen, welche für jedweden Antrieb und Zweck geeignet sind, nicht nur im Heimatland, sondern auch in England und Deutschland usw. den Markt zu erobern. Sämtliche Ausführungstypen bauen sich auf einer breiten und gesunden technischen Grundlage des Dampfmaschinen- und Niederdruckkompressorenbaues auf.

Als Hauptvertreterin gilt wohl die Straight-Line Type (Fig. 4), welche die antreibende, einzylindrige Dampfmaschine und ein oder mehrere Kompressorzylinder in gerader Linie tandemartig vereinigt und besonders einfach für den Transport und die Montage ist. Charakteristisch ist die fast

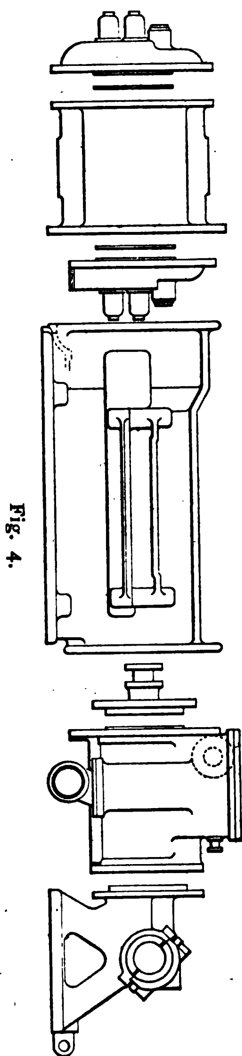


Fig. 4.

unmittelbare Anordnung des Dampfzylinders an der Kurbelwelle und die Einfügung eines längeren Verbindungsrahmens zwischen Dampfzylinder und Kompressor, in welchem beiderseits eine Kreuzkopftraverse (Fig. 5) geführt wird, die einerseits die hin- und hergehende Kolbenbewegung in eine rotierende Bewegung der beiden vorderen, fliegend angeordneten Schwungräder umsetzt und andererseits mit-

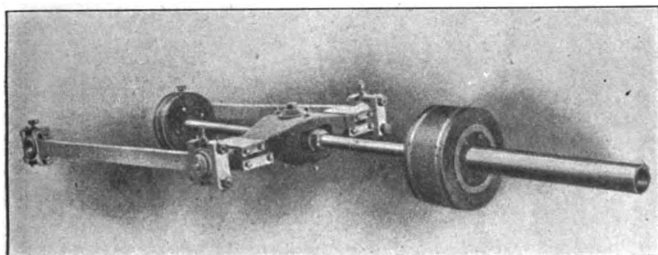


Fig. 5.

unter vermittelst seitlicher Umführungsstangen den Antrieb des hintersten Hochdruckplungers bewirkt. Kurbellager, Verbindungsrahmen und teilweise die Kompressorenzylinder ruhen bei größeren Ausführungen auf einem gemeinschaftlichen Längsrahmen. Es ergibt sich auf diese Weise eine solide und elegante Ausführung bei kürzester Baulänge und genügender Entfernung der Dampf- vom Kompressorzylinder, um eine schädliche Wärmeübertragung an sich aus-

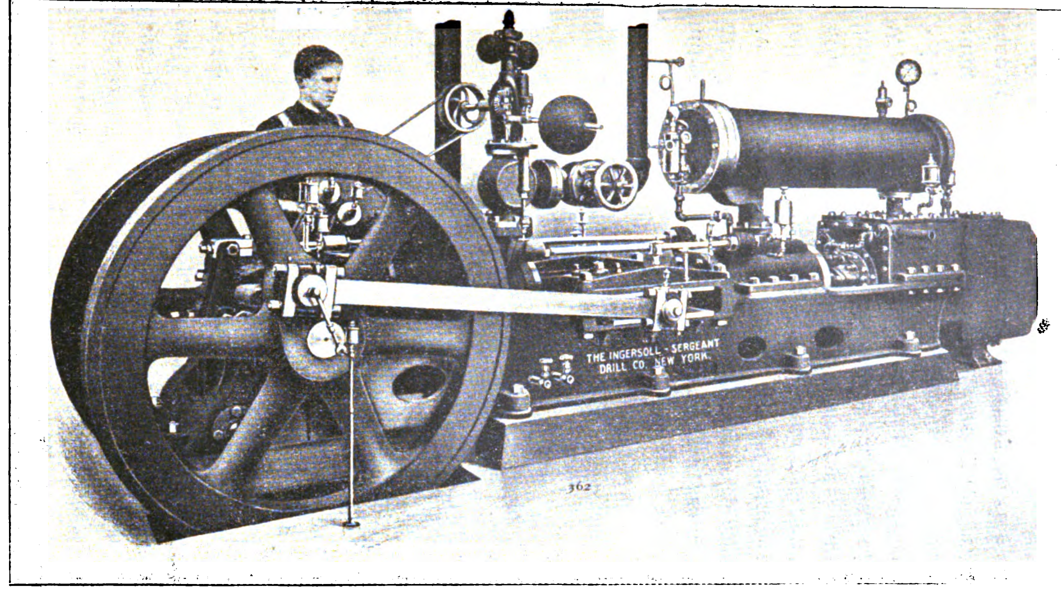


Fig. 6.

zuschließen. Aus den weiteren Abbildungen (Fig. 6 u. 7) gehen die Einzelheiten der Straight-Line Gattung, insbesondere auch der Steuerungsantrieb des Dampfzylinders mittelst durch Schwingen betätigter Schieber, noch näher hervor. Figur 8 zeigt einen dreistufigen Kompressor, welchen die Firma für die Northern Pacific Railway zum Komprimieren von Azetylengas auf hohen Druck gebaut hat.

Eine dieser ähnliche dreistufige Tandemmaschine war in zwei Exemplaren beim Bau des Simplontunnels durch die Alpen im Betrieb und diente zur Erzeugung von Druckluft für Baulokomotiven.

Natürlich baut die Ingersoll Serg. Drill Co. auch größere Maschinen in der üblichen Zwillings- oder Verbundanordnung seitens der Dampfzylinder mit der gewöhnlichen Kreuzkopf- und Rundführung. Figur 9 zeigt eine derartige Ausführung für vierstufige Kompression, ebenfalls zur Druckluftbeschaffung für Lokomotiven. wie sie beispielsweise im Pennsylvania Kohlenbergwerk zur Aufstellung gekommen ist. Die Dampfzylinder haben einen Durchm. von 500 mm, die Luftzylinder einen solchen von 710, 360, 250 und 125 mm bei einem gemeinschaftlichen Hub von 600 mm.

Kleinere Ausführungen, liegender und stehender Bauart, meist kurzhubige und schnell

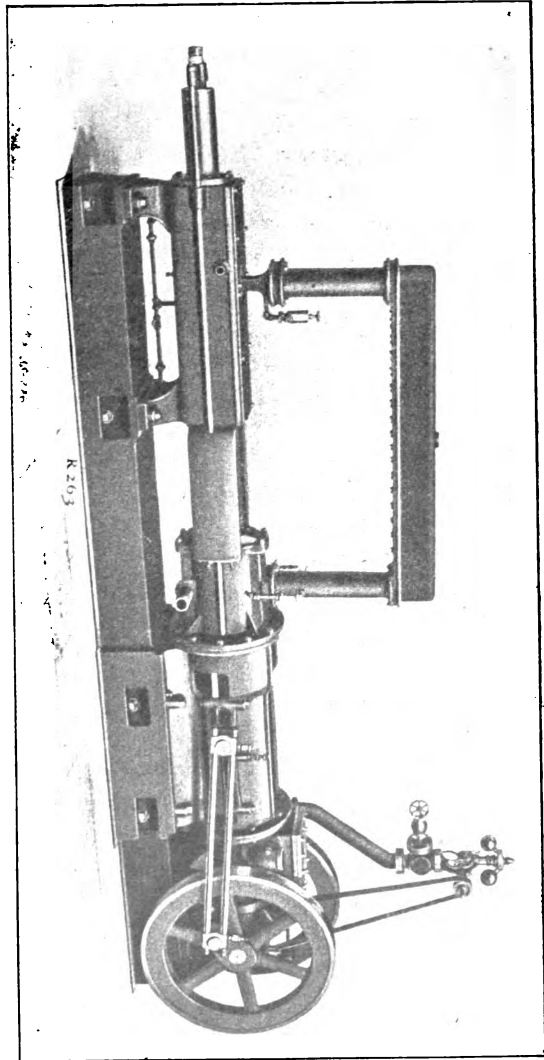


Fig. 7.

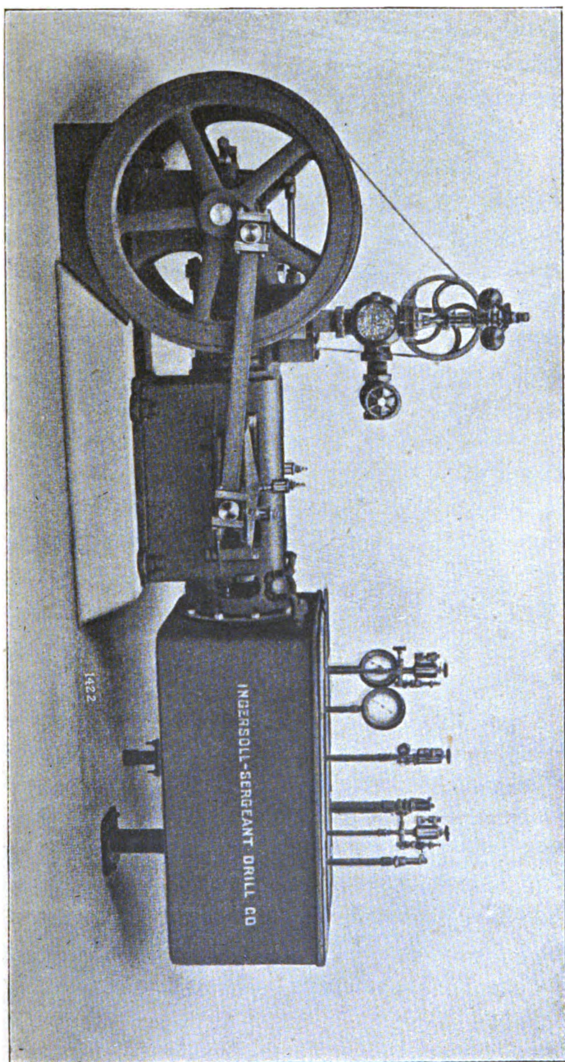


Fig. 8.

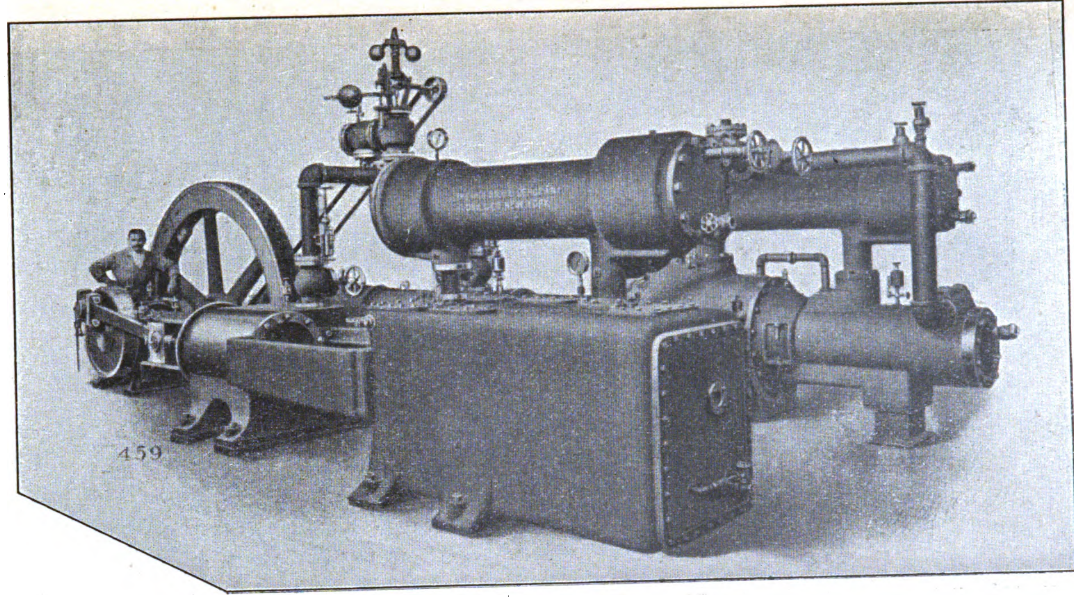


Fig. 9.

laufende, teils durch Dampfkraft, teils durch Elektrizität oder von einer Transmission mittels Riemen anzutreibende Maschinen zeigen ferner die Abbildungen 10—12, von denen die erstere in der Pennsylvania Universität, die in Fig. 11 abgebildete Maschine im chemischen Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg, letztere seit nunmehr 5 Jahren ohne Reparatur, zur Verflüssigung von Luft und Gasen betrieben wird und mit einem Enddruck von 200—210 Atm. arbeitet. Bei beiden Maschinen ist auf besondere Zwischenkühler verzichtet worden, da die in den Wasserkästen verlaufenden Rohre genug Abkühlung geben. Bei abgehobenem Wasserkasten sind in Abb. 10 deutlich die 3 Zylinder, zunächst Mittel- dann Nieder- und zuletzt Hochdruckzylinder mit ihren vertikalen Ventilen, den Druck- und Verbindungsrohren und den Armaturen: Manometer, Sicherheitsventil und Druckölern usw. sichtbar. Aus dem hinteren Zylinder ragt das Druckrohr für die hochgepreßte Luft mit anschließendem Verbindungsstück heraus. Für die Anordnung der stehenden Maschine (Fig. 12) ist die häufigste Bauart dampfbetriebener Niederdruckkompressoren vorbildlich gewesen. In gedrängtester Form sind in der Mitte zwei Dampfzylinder als Zwillingsmaschine und seitlich zwei gleich große und identische Verbund-

hochdruckkompressoren angeordnet. Man erkennt die durch Exzenter und Schieber betätigte Dampfmaschinensteuerung, die äußerst plump und kräftig gehaltenen Luftzylinder mit dem schweren Triebwerk, den Schraubenventilen, Kühl- und Druckrohren und die die Brustseite der Luftzylinder bildenden, flachen Zwi-

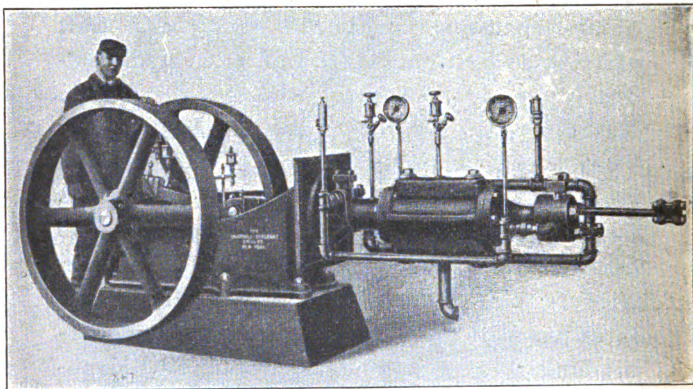


Fig. 10.

schenkühler. Die Maschine ist für den Torpedodienst bestimmt.

Zumeist, besonders bei größeren Zylinderdimensionen werden für die niederen Druckstufen die der Firma patentierten Kolbenringventile als Saugventile verwendet (Fig. 13). Die Konstruktion hat sich im Niederdruckkompressoren- und Gebläsebau gut bewährt, wo die

Luft durch die verlängerte, hohle Kolbenstange in den hohlen Kolben eingesaugt wird und sich auf beide Zylinderseiten verteilt. Vor- und Nachteile dieser Ventile sind oft erwogen worden. Eine schädliche Erwärmung der angesaugten Luft besteht wohl mehr der Theorie nach, da die Luft sich in dauerndem Strome be-

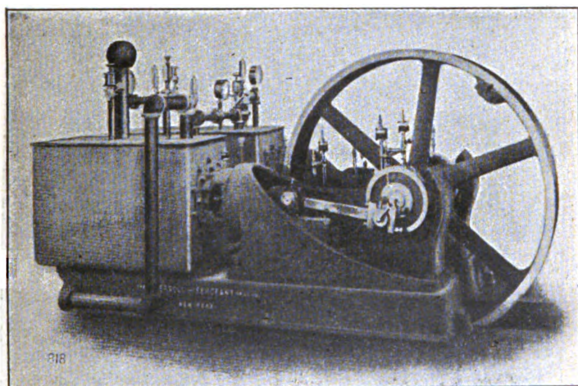


Fig. 11.

findet und nur während Bruchteile einer Sekunde mit nur mäßig erwärmten Teilen vor der Einströmung in den Zylinder in Berührung kommt. Außerdem ist der Ansaugwiderstand wegen der konstanten Luftströmung und der unbelasteten Ventile an und für sich schon geringer, d. h. indirekt der volumetrische Wirkungsgrad größer. Auch dem oft gerügten Schlagen

und Geräusch der losen Ventilringe steht, abgesehen von der Möglichkeit der Wahl des minimalsten Ventilhubes, seinerseits der Umstand nutzbringend gegenüber, daß die Ventile selbst bei hohen Tourenzahlen unabhängig

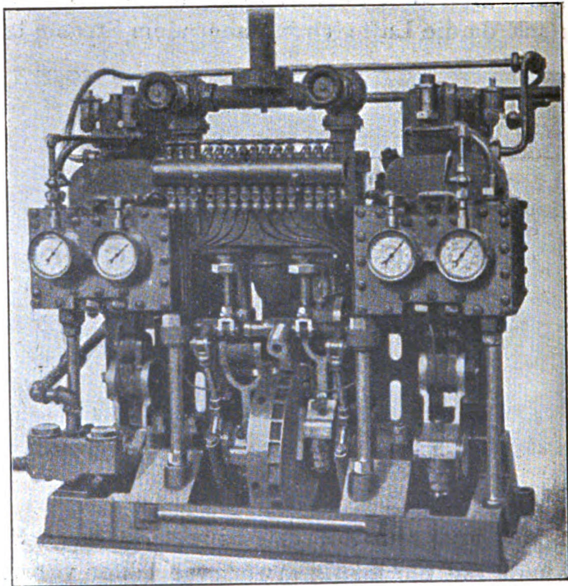


Fig. 12.

von jedem Wechsel im Luftdruck und ohne Druckverlust sich allein vermöge ihrer Masse und Trägheit im richtigen Augenblick öffnen und schließen und sofort einen größtmög-

lichen Einströmquerschnitt freigeben. Außer weiteren konstruktiven Vorzügen, der Reduzierung der schädlichen Räume aufs kleinste denkbare Maß, besitzen die Ventile mangels



Fig. 13.

irgend welcher Spindelführung und Federbelastung größte Betriebssicherheit und Dauerhaftigkeit. Die Ringe selbst werden ohne Schweißung aus zähem Siemens-Martinstahl

von 0.5—0.6 % Kohlenstoffgehalt aus dem Vollen geschmiedet und im Ölbad angelassen. Eine Hubbegrenzung und Sicherung gegen Herausfallen der Ringe wurde bisher durch konische, radial am Umfang der Liderungsnuten eingebrachte Stifte vorgesehen. Zum Heraustreiben derselben seitens der Bohrlöcher in der Stirnwand des Kolbens und zum Lösen der Ventilringe mußte der Kolben indessen aus dem Zylinder herausgeschoben werden. Eine neuere Kolbenventilkonstruktion umgeht diesen Nachteil durch eine Hubbegrenzung vor den Ringen in Gestalt einer an der Kolbenstirnseite aufgeschraubten und zum Zwecke eines zweiten Luftdurchganges gleichzeitig mit Löchern versehenen Blech- oder Metallplatte, welche leicht von der offenen Zylinderseite her losgenommen werden kann. Die Ventilringe selbst brauchen wegen Wegfalls der konischen Stifte außerdem keine lange Führung im Kolbenkörper mehr und werden leichter und einfacher.

Als Druckventile werden gegenüber den früher verwandten gewöhnlichen Spindel- und Tellerventilen jetzt lediglich sog. Schraubenventile in Pilzform mit Federbelastung benutzt, welche eine lange und weite Führung in einer in den Zylinder- oder Deckelkörper geschraubten, sauber ausgedrehten Kappe erhalten (Fig. 14). Der abgeschlossene Innenraum

zwischen Ventil und Kappe enthält die Spiralfeder und wirkt gegen Hubende des Ventils als Luftpuffer. Die Abbildung 15 gibt die neuere Ausführungsform dieser Ventile wieder. Der hohle Ventilkörper gleitet hier außen auf einem

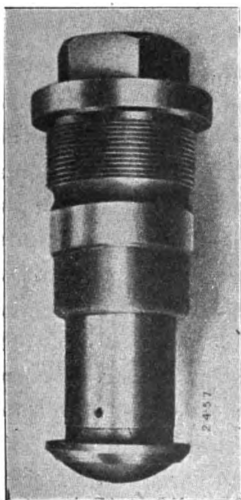


Fig. 14.

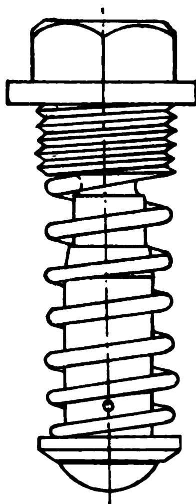


Fig. 15.

zylindrischen Fortsatz der Verschlußklappe mit außenliegender Feder. Die Ventile selbst werden äußerst leicht, aber widerstandsfähig für sämtliche Druckgrenzen aus einem Stahlblock im Schmiedegesenk, unter dem Fallhammer gepreßt, hierauf geglüht und an den Sitzflächen gehärtet. Bei den kleinen Durchmessern

der Hochdruckzylinder finden diese Schraubenventile ebenfalls als Saugventile Anwendung und werden zur Vereinfachung der Modelle den zugehörigen Druckventilen gleichartig ausgebildet.

Die Ventile werden im Zylinder oder Deckel stehend und liegend angeordnet. In Fig. 9 besitzt die Niederdruckseite der einfach wirkenden Maschine Kolben-Saugventile. Der Lufteintritt erfolgt unter dem ersten Mitteldruckzylinder vermittelst eines gleichzeitig als Unterstützung des letzteren dienenden Saugrohrs auf die hintere Kolbenseite des Niederdruckzylinders usw. und die den ersten Zwischenzylinder passierende, gepreßte Luft wird am hinteren Ende dieses Zylinders abgeführt und von dort zu dem Eintrittsstutzen des zweiten Zwischenkühlers geleitet. Sie durchläuft dann die Hochdruckseite ebenfalls in der Richtung von links nach rechts. Die beiden Niederdruckzylinder sind mit allseitiger Mantel- und Deckelkühlung versehen und vermittelst einer kurzen zylindrischen Laterne mit einander verbunden. Die Hochdruckzylinder bestehen dagegen aus einfachen zylindrischen Rohrstücken und sind an den Flanschen zentrisch verschraubt. Sie liegen mit dem letzten Zwischenkühlersystem in einem allseitig verschlossenen Wasserkasten, in welchem über den einzelnen Saug-

und Druckventilen Deckel angebracht sind, sodaß die Ventile gut zugänglich bleiben.

Der 1. und 2. Zwischenkühler liegen horizontal oberhalb der zugehörigen Zylinder und bestehen im Innern aus einem Bündel von wasserdurchflossenen Messingröhren, welche einerseits in einer festen, andererseits in einer verschiebbaren, schmiedeeisernen Deckelplatte eingewalzt sind, wodurch sich dieselben den Temperatureinflüssen entsprechend frei ausdehnen können. Die das Rohrsystem umspülende Luft wird in den Kühlern in viele feine Fäden zerlegt und ausreichend gekühlt. Das letzte Zwischenkühlersystem umfaßt zwei nebeneinander gelagerte Kühler, von denen jeder aus zwei sich eng umschließenden und einerseits fest verschraubten, plungerartigen Rohren besteht. Die Luft fließt der Länge nach durch den engen Ringspalt und wird sowohl von innen als auch von außen durch Wasser gekühlt, und zwar wird den inneren Kühlrohren das kälteste Wasser mit größter Geschwindigkeit direkt durch ein langes und dünnes Kühlwasserzuleitungsrohr zugeführt. Die äußere Kühlung besorgt der Wasserkasten.

Bemerkenswert ist ferner die Ausführung der Kolben als gewöhnliche Scheibenkolben mit selbstspannenden oder federbelasteten, mehr oder weniger zahlreichen, gußeisernen Lide-

rungsringen unter Anwendung eines besonderen Liderungsfutters mit vorgesetztem Kolbendeckel, welches im Bedarfsfalle nach der offenen Zylinderseite zu herausgezogen und durch ein Reservefutter ersetzt werden kann. Der Hochdruckzylinder besteht überhaupt nur aus einer derartigen, auf den Kolbenstangenstumpf aufgeschobenen und mit diesem verschraubten, dünnwandigen Haube. Abgesehen davon, daß Bedenken bezüglich der angepriesenen Dichtheit bei genügender Anzahl von Kolbenringen selbst bei großen Druckdifferenzen nicht bestehen, ist als Vorzug der Scheibenkolben in einfach wirkenden Zylindern anzuerkennen, daß etwa durch Undichtheiten des Kolbens entweichende Preßluft in die vorhergehenden Zwischenkühler zurücktritt und wieder verwendet wird oder sich durch allmähliches Anwachsen des Zwischendrucks bis zum Abblasen des dort vorgesehenen Sicherheitsventils frühzeitig bemerkbar macht, während bei Plungerkolben, welche mit der Atmosphäre in Verbindung stehen, derartige Undichtigkeitsbeträge an Luft direkt verloren gehen.

Ein Wort verdient hier auch die Bemessung und Bewertung der schädlichen Räume. Es wird meist geltend gemacht, daß es für den gesamten volumetrischen Endeffekt nur maßgebend sei, den schädlichen Raum des Nieder-

druckkompressors möglichst klein zu halten und daß die folgenden Zylinder das einmal gelieferte Luftquantum weiter verarbeiten. Es soll hierbei aber nicht vergessen werden, daß durch Rückexpansion der Luft in den Mittel- oder Hochdruckzylindern infolge zu groß bemessener schädlicher Räume ev. eine Verschiebung in den einzelnen Druckstufen bezw. eine in Bezug auf die gewählten Zylinderverhältnisse ungleichartige Arbeitsverteilung stattfindet und sich unbemerkt und von vornherein nur eine unvollkommene Ausnutzung der Zylinderdimensionen usw. ergibt.

Mit Erfolg hat in Deutschland besonders die Maschinenfabrik A. Borsig, Berlin-Tegel, seit einigen Jahren den Bau von größeren Hochdruckkompressoren aufgenommen. Auch diese Firma hat sich hierbei die vielseitigen Erfahrungen ihres Dampfmaschinen- bezw. Niederdruckkompressorenbaues in einfachster Weise zu Nutze gemacht. Man kann diesen natürlichen und rationellen Entwickelungsgang an den nachstehenden Gegenüberstellungen der ausgeführten Hochdruckkompressoren mit den entsprechenden Grundtypen der vorgenannten Zweige als ihre sogenannten Vorläufer genau verfolgen.

Zunächst finden wir auch von jener Seite die von Amerika stammende Straight-Line Typ

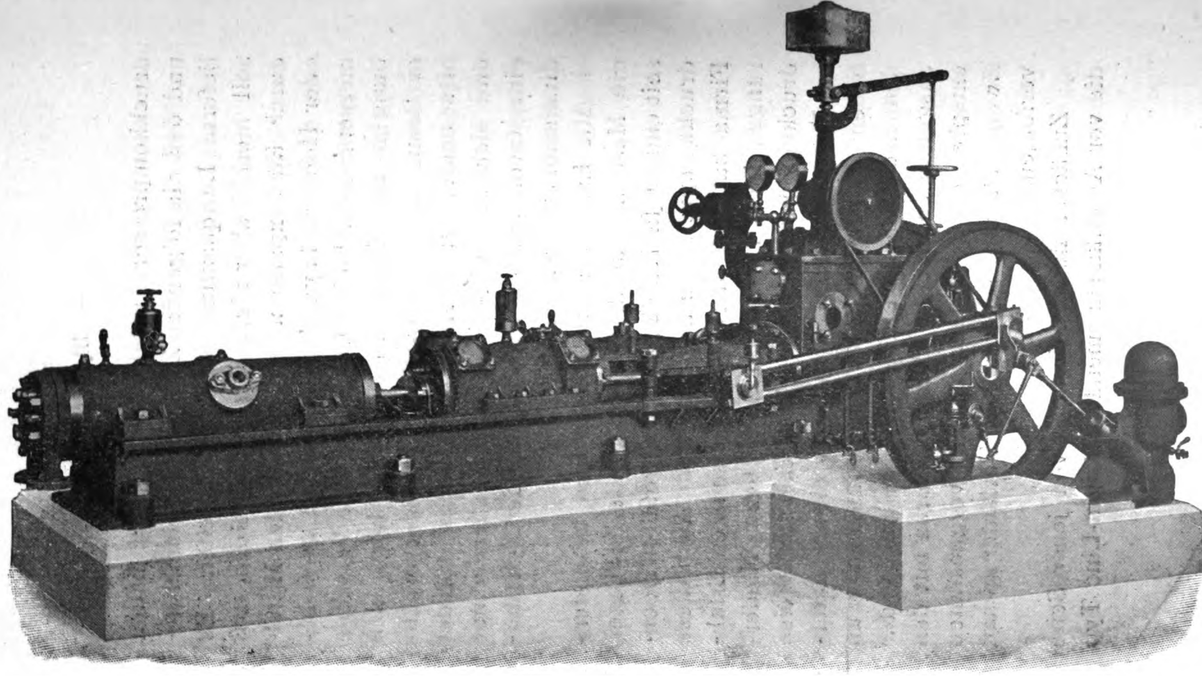


Fig. 16.

vertreten, welche, wie erwähnt, wohl die ein fachste und eleganteste Lösung zur Erzielung wenig Raum und Fundament beanspruchender Maschinen bedeutet und sich für den Transport bestens eignet. Figur 16 stellt einen dreistufigen

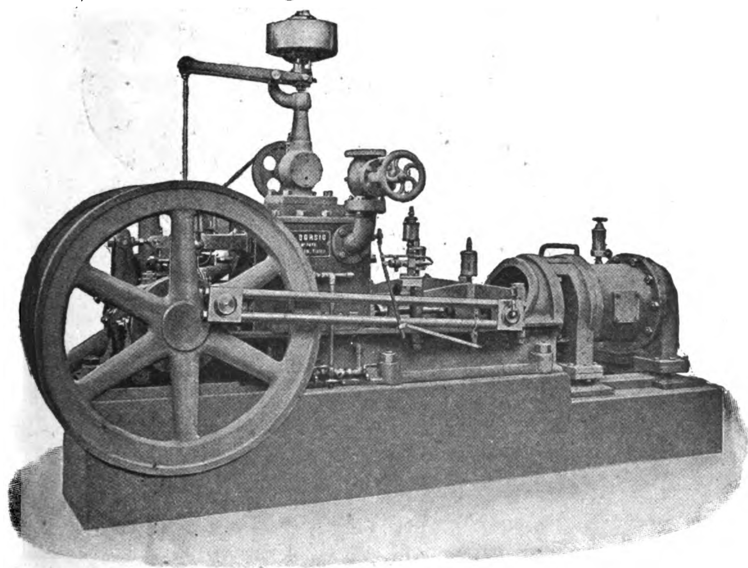


Fig. 17.

Luftkompressor dieses Systems dar, wie er bei der Gewinnung von Sauerstoff und Stickstoff gebraucht ist. Figur 17 veranschaulicht eine entsprechende Ausführung des Niederdruck-kompressorenbaues, welche als dessen maß-gebendes Vorbild in dem oben besprochenen

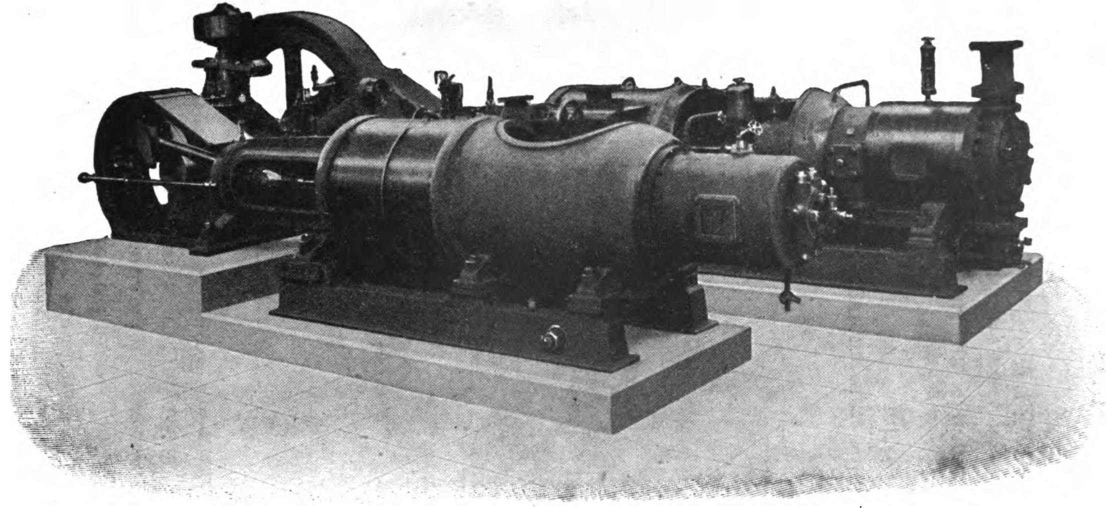


Fig. 18.

Sinne gelten kann. Die Maschine ist für eine Leistung bis zu 2,5 cbm minutlich angesaugter Luft und für eine endgültige Pressung von ca. 200 Atm. berechnet. Von der Schwungradwelle aus gesehen, liegt vorn der doppelt wirkende Niederdruckzylinder, hinten ein Differentialzylinder. Sämtliche Zylinder nebst Zwischenrahmen ruhen mit seitlichen Tragfüßen auf einem durchgehenden, kräftigen Längsrahmen auf, welcher

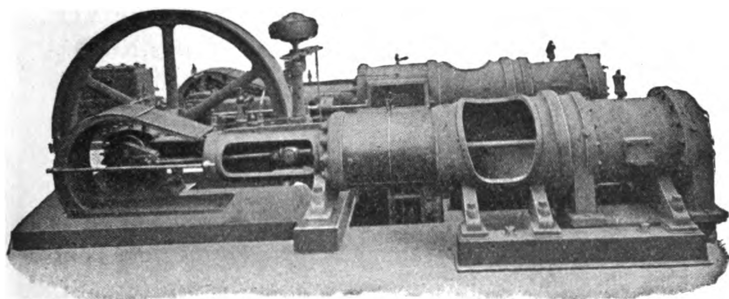


Fig. 19.

auch die vorderen Schwungradwellenlager aufnimmt. Die Zwischenkühler sind sämtlich als Schlangenkühler ausgeführt. Von einem exzentrischen Kurbelarm der fliegend angeordneten Schwungräder werden die Kühlwasser- und Schmierölpumpe in der dargestellten Weise angetrieben.

Ein weitaus größeres Maschinenaggregat (Figur 18) arbeitet ebenfalls auf einen Enddruck



von 200 Atm. Die Antriebsmaschine ist eine Kompounddampfmaschine, an welche auf der einen Seite die in einem Differentialzylinder vereinigte Nieder- und Mitteldruckstufe, auf der anderen Seite der einfach wirkende Hochdruckzylinder als dritte Stufe angeschlossen sind. Die aus Kupferrohrschlangen bestehenden drei Rückkühler sind unter Flur angebracht. Was die gesamte äußere Formgebung anbetrifft, so ist auch diese Maschine unschwer auf die Verwertung vorhandener Grundlagen des Niederdruckkompressorenbaues zurückzuführen (vgl. den in Figur 19 wiedergegebenen Verbunddampfkompressor).

Für Riemenbetrieb zeigt die Abbildung 20 den neusten Spezialtypus der Firma Borsig in generellem Zusammenhang mit einem entsprechenden Niederdruckkompressor (Fig. 21). Dem kurzen Hub entsprechend finden mit Vorliebe halb offene und geschweifte Rahmenstücke Verwendung, welche die Triebwerksteile in gefälliger Weise umschließen und in ihrer zentrischen Verbindung mit den folgenden Zylindern eine direkte Aufnahme der Kräfte verbürgen.

Der Stufenkolben dient hier wie bei kleineren Gasmaschinen als Geradführung und enthält somit den Kreuzkopfzapfen. Der erste Zwischenkühler, ein Röhrenkühler, liegt horizontal über

den zugehörigen Zylinderräumen, der zweite, ebenfalls ein Röhrenkühler, unter Flur, beide mit genügend weiten Sicherheitsventilen ausgestattet. Der Arbeitsenddruck des Kompressors kann bis auf mehr als 200 Atm. gesteigert werden.

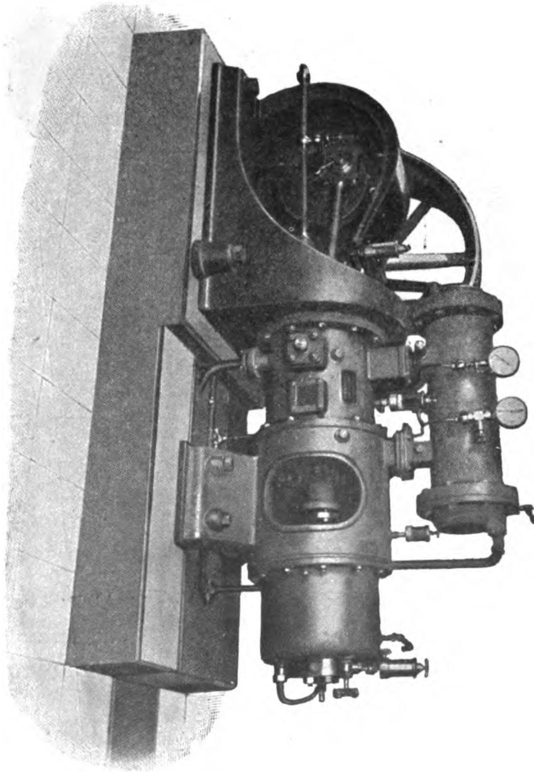


Fig. 20.

Im einzelnen sei in den Konstruktionen folgendes hervorgehoben. Sämtliche Kompressorkolben sind als geliderte Scheibenkolben ausgebildet, wobei als Hochdruckkolben in der Regel die stempelartig ausgeführte Kolben-

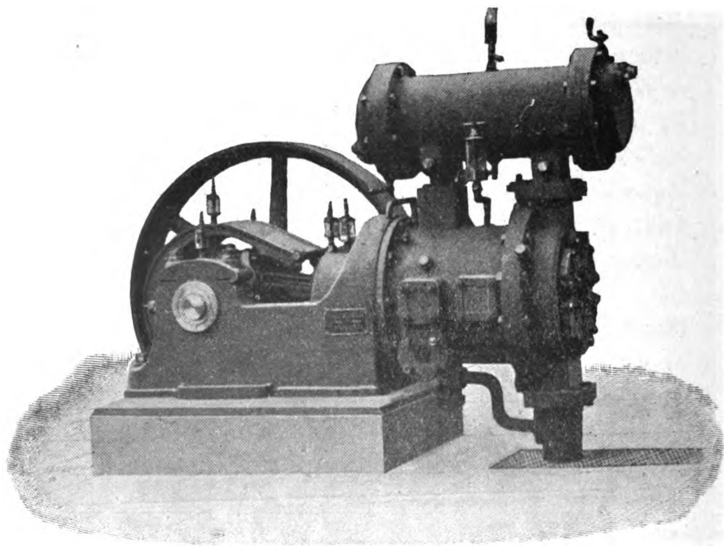


Fig. 21.

stange benutzt wird. Saug- und Druckventile der niederen und mittleren Druckstufen verkörpert ein Plattenventil, Patent Lindemann (Figur 22).

Für die Hochdruckseite kann das Plattenventil indessen wegen der notwendigen kleinen

Dimensionen und hohen Druckbeträge nicht Verwendung finden. Es sind hier kleine keglige Tellerventile mit Rippenführung aus Stahl im Gebrauch, welche auf ihrer Krone einen kapselartigen Aufsatz zur Aufnahme der Belastungsfeder tragen, dessen äußerster Rand seinerseits am Ende des Ventilhubs gegen

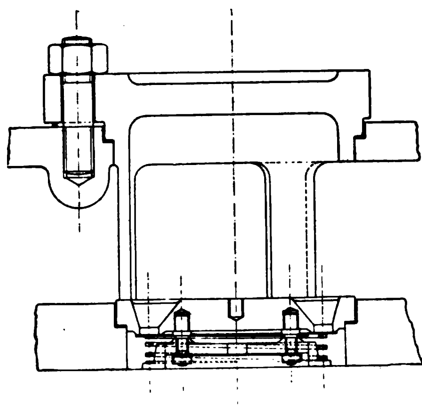


Fig. 22.

einen entsprechenden Rand einer in das Ventilgehäuse eingeschraubten Verschlußkappe stößt und so als Hubbegrenzung wirkt. Zur bequemeren Bearbeitung des Ventilgehäuses und besseren Zugänglichkeit der Ventile ist ein besonderer Ventilkopf aus Stahl vorgesehen, welcher mit dem Zylinderende dicht verschraubt wird und die einzelnen Saug- und Druckventile,

oben und unten, in vertikaler Anordnung enthält. Seitlich schließen sich Saug- und Druckleitung der gepreßten Luft an, sodaß die Ventile in einfachster Weise ohne Beeinflussung der Rohrleitung demontiert werden können.

Einzylinder-Dampfkompressor.

$190 \cdot \frac{115}{104}$ Zylinderdurchm.

Hub = 350 m/m Tourenzahl = 160

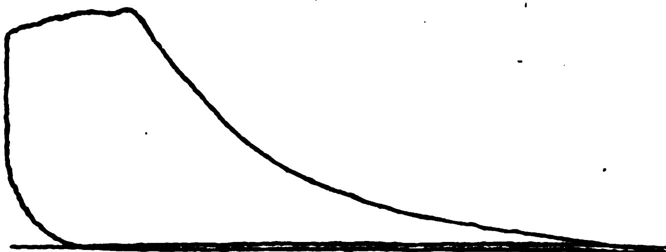


Fig. 23.

a) Niederdruck-Zylinder (doppelt wirkend)

6 m/m = 1 kg

Anders ist es bei dem Hochdruckkompressor (Figur 16), wo der Hochdruckzylinder in der Mitte liegt. Hier münden die Rohre in der Verlängerung der radial eingesetzten Ventilkörper. Wie die Abbildungen erkennen lassen, besitzt der Verbunddampfkompressor zwei Saug- und zwei Druckventile, der Riemenkompressor nur je ein solches. An der Stirnfläche der Ventilköpfe sind in bekannter Weise, in

der Achse des Zylinders verlaufend, ein Druckentlastungshahn und bei den Stufenzylindern eine von Hand zu betätigende Umlaufvorrichtung zur Saugleitung angebracht, sodaß der Kompressor leer anlaufen kann. Abgesehen von der reichlichen und übersichtlichen Schmierung und den an den Zylinderflächen sicht-

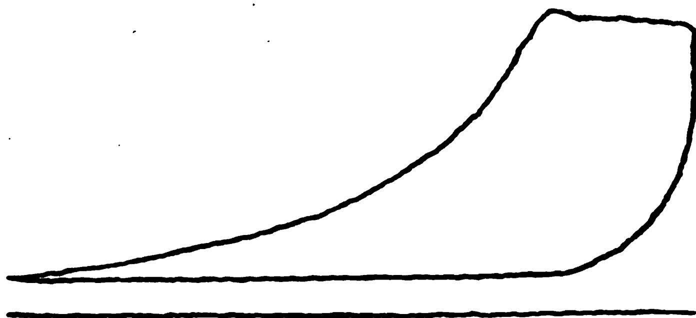


Fig. 24.
b) Mitteldruck-Zylinder (einfach wirkend)
1 m/m = 1 kg

baren Verschlußdeckeln der Waschöffnungen für den Kühlmantel bemerkt man sowohl an den Nieder- und Mitteldruckzylindern als auch an den Ventilköpfen der Hochdruckseite Verschlußstöpsel und Stutzen zum Anschluß der Indikatoren. Im Gegensatz zu anderen Firmen begnügt sich die Erbauerin nicht nur mit einem Manometer zur Angabe des Druckes der hoch-

gepreßten Luft in der Leitung oder in dem letzten Kühlbehälter, sondern sucht auch über die Vorgänge im Verlaufe des Kolbenwegs Aufschluß, von der Erkenntnis ausgehend, daß eine gleichmäßige Druck- und Arbeitsverteilung und günstige Ausnutzung der gewählten Zylinderdimensionen auf Grund der Rückexpansion der hochgespannten Luft von vornherein nicht immer Hand in Hand zu gehen brauchen, die



Fig. 25.

c) Hochdruck-Zylinder (einfach wirkend)

0,2 m/m = 1 kg

Verhältnisse sich aber oftmals noch nachträglich, während des Betriebes verbessern lassen.

Der in den Fig. 23—25 aufgeführte Diagrammsatz ist an dem Einzylinder-Dampfkompressor abgenommen und beweist, daß eine Schwierigkeit beim Indizieren unter den hohen Drucken nicht besteht. An die Indikatoren wird dabei natürlich in Bezug auf Präzision und Dichtheit die

höchste Anforderung gestellt. Der Einfluß, welchen ihrerseits die Bohrlöcher der Indikatorstutzen notwendigerweise auf den schädlichen Raum ausüben und der bei dem nur winzigen Hochdruckvolumen doppelt schwer ins Gewicht fallen muß, ist durch direkte und kürzeste Verbindung, wie im vorliegenden Fall, am Ventilkopf und enge Bohrung bis zu 3 mm tunlichst herabzumindern. Die Hochdruckdiagramme zeigen immerhin größere Rückexpansion, aber allgemein ruhigen Verlauf.

Bezeichnend für den Bau von Hochdruckkompressoren war, wie ersichtlich, die Anordnung eines Differentialkolbens und zweistufiger Kompression in einem Zylinder, was die Beibehaltung der Tandem- und Kompoundform auch für dreistufige Anlagen ermöglicht. Die Praxis hat von dieser Anordnungsweise den ausgiebigsten Gebrauch gemacht. Die spezielle Bauart, die günstigste Kurbelversetzung, die Zahl der zusammenarbeitenden Zylinder, Antriebsweise usw. sind mit Rücksicht auf die Gleichförmigkeit im Gange, ohne Verwendung größerer Schwungmassen, von Fall zu Fall zu erwägen.

Wie einfach und übersichtlich sich derartige Maschinenaggregate bauen, zeigen auch folgende beiden Ausführungen: ein dreistufiger Ventilluftkompressor von normal 150 Atm., welcher

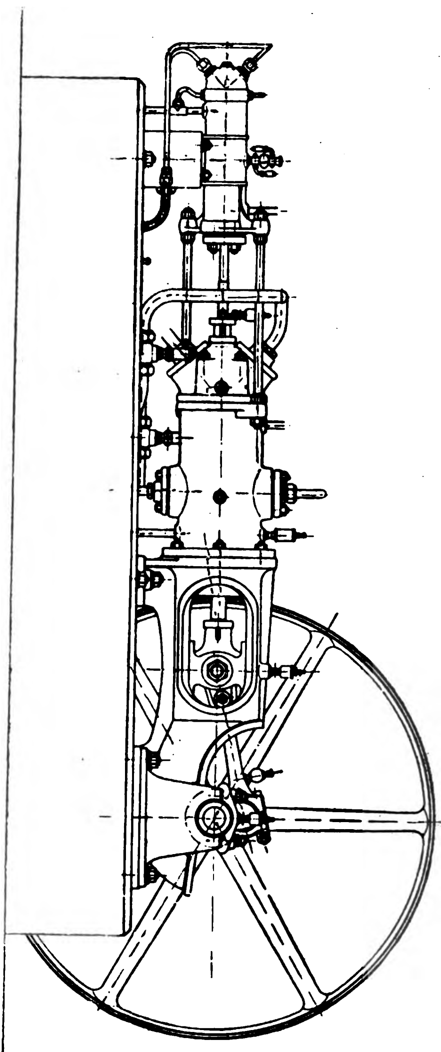


Fig. 26.

von der Firma Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal i. Pfalz, für die Zwecke der Luftverflüssigung im Jahre 1905 gebaut wurde und ein vierstufiger von ca. 200—250 Atm., welcher von der Maschinenfabrik Rud. Meyer, Mülheim a. Ruhr im Jahre 1904 an die Technische Hochschule zu Danzig, ebenfalls für die Zwecke der Luftverflüssigung geliefert wurde.

Ersteren veranschaulichen die Zusammenstellungen Figur 26 und 27. Er besitzt einen Kolbenhub von 200 m/m und verdichtet bei 75 bis 80 Umdrehungen pro Minute stündlich 10 cbm Luft von atmosphärischer Spannung auf ca. 150—180 Atm. Es ist die übliche Tandemanordnung, bei welcher der Hochdruckkompressor mit dem vorn liegenden Mittel- bzw. Niederdruckkompressor durch Stangenverbindung gekuppelt ist. Der letztgenannte Zylinder ist in einem Zentrierflansch des die Kreuzkopfführung enthaltenden, kräftigen Gabelrahmens befestigt und abgestützt, während der Hochdruckzylinder mittels Fußplatte für sich auf einem besonderen Sockel aufruht. Der Zylinder kann sich in der Längsrichtung frei verschieben, um den verschiedenen Wärmeausdehnungen folgen zu können.

Im einzelnen ist zu bemerken, daß sowohl der Ansauge- oder Niederdruckzylinder als auch der Mittel- und Hochdruckzylinder einfach

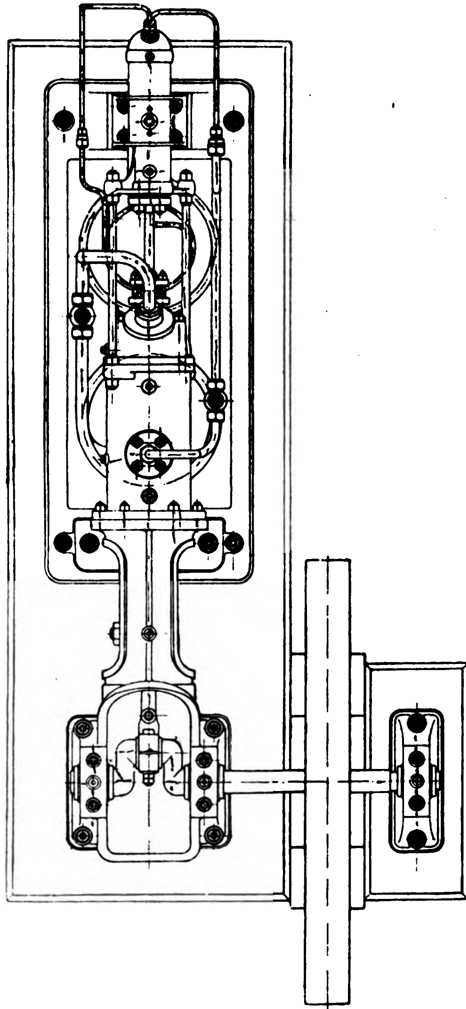


Fig. 27

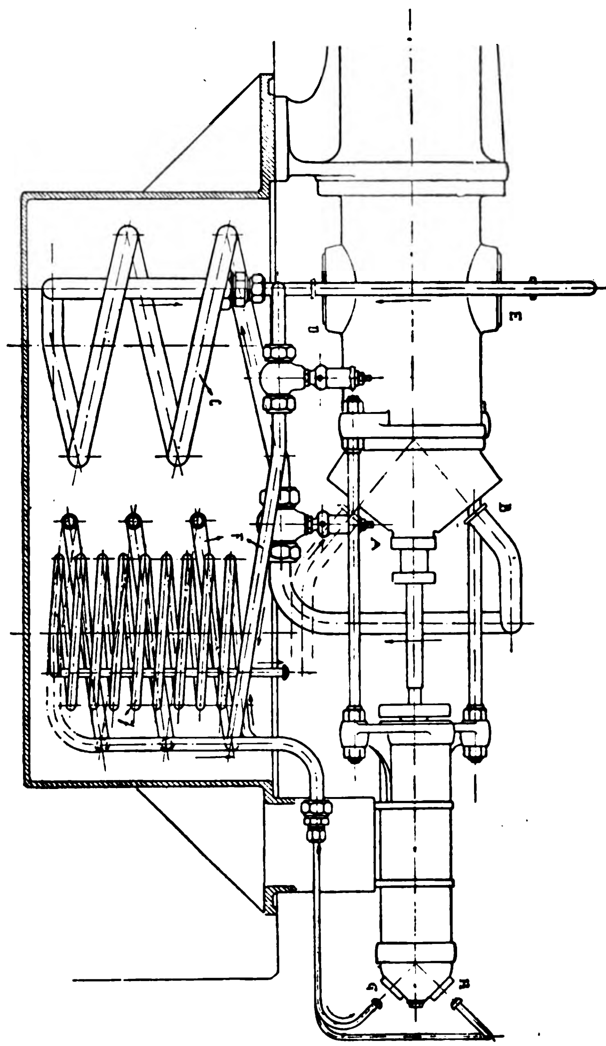


Fig. 28.

wirken und mit je einem Saug- und Druckventil ausgerüstet sind. Die Luft nimmt während ihrer Verdichtung durch den Kompressor folgenden Weg. Durch ein Rohr von 32 m/m lichte Weite wird die Luft durch das unter 45° nach unten am Deckel angeordnete Saugventil A (Fig. 28 u. 29) in den Niederdruckzylinder von 140 m/m Bohrung eingesaugt, in diesem auf ca. 5,3 bis 5,6 Atm. verdichtet und durch das Druckventil B, die kupferne Kühlschlange C und das Saugventil D in den aus einem ringförmigen Raum von 126—140 m/m Durchm. bestehenden und mit dem Ansaugezylinder kombinierten Mitteldruckzylinder gedrückt, hier auf ca. 28—32 Atm. weiter verdichtet und nach Passieren des Mitteldruck-Druckventils E, der Kühlschlange F von 20 m/m lichter Weite und des Hochdrucksaugventils G im Hochdruckzylinder von 25 m/m Bohrung als letzte Stufe auf die Endspannung von 150 bis 180 Atm. gebracht. Durch das Druckventil H, die kupferne Kühlschlange J, verläßt die Preßluft den Kompressor durch ein Rohr von 8 m/m Durchm. Durch die Wahl der vorliegenden Zylinderverhältnisse wird für alle drei Stufen annähernd gleiches Temperaturgefälle (von ca. 200° auf ca. 15° C) und damit ein möglichst günstiger thermodynamischer und mechanischer Wirkungsgrad erzielt.

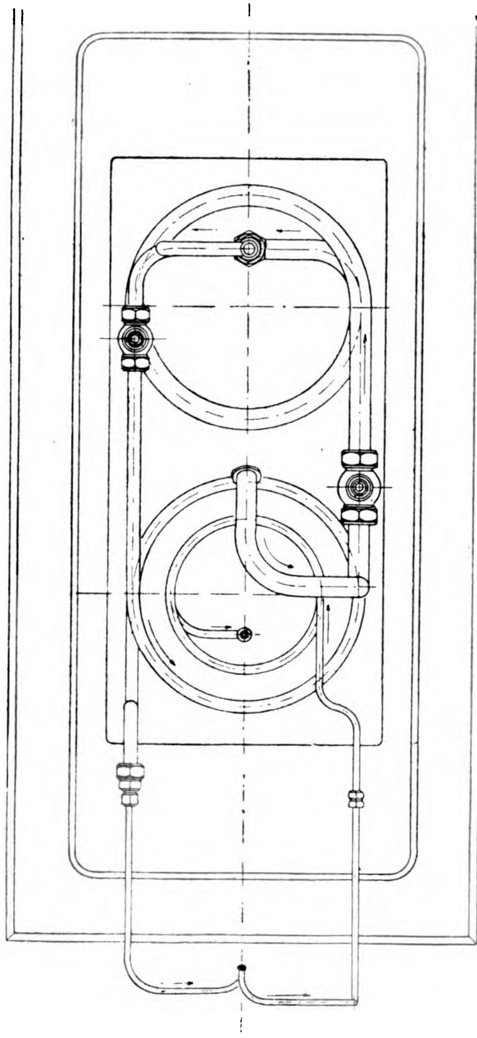


Fig. 29.

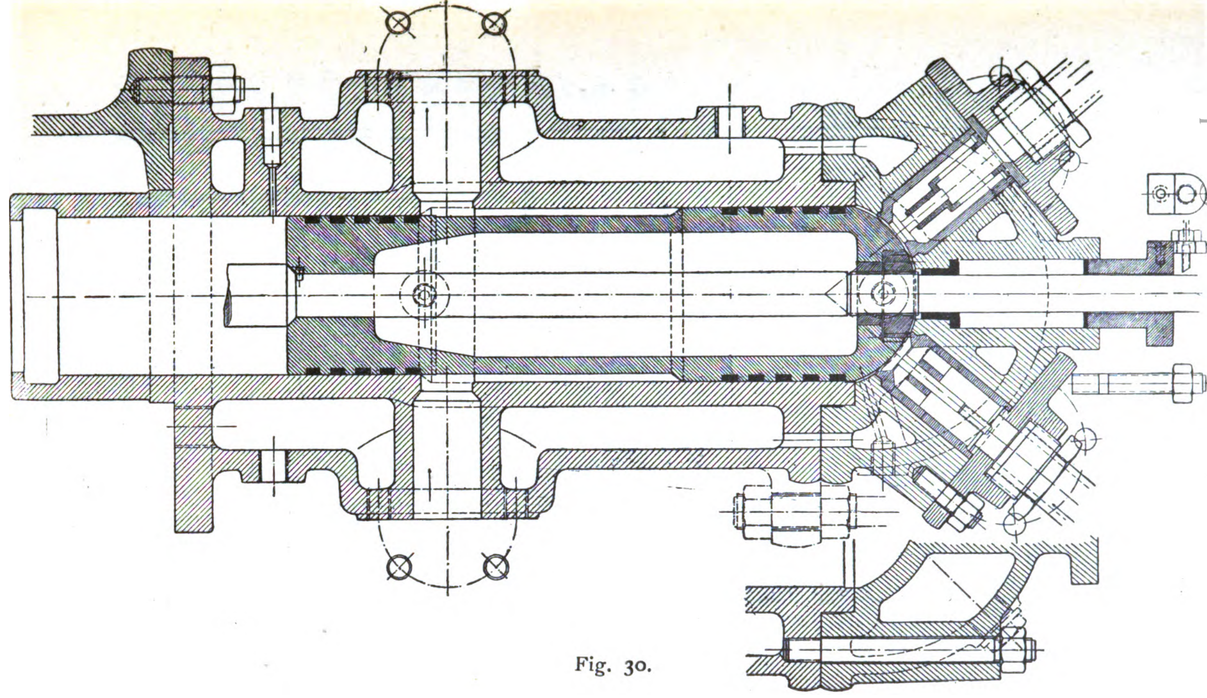


Fig. 30.

Zwischen je zwei Stufen ist in die Rohrleitung ein Sicherheitsventil und hinter das Druckventil zur teilweisen Entlastung desselben in die Preßluftleitung noch ein Rückschlagventil eingebaut. Die Kühlschlangen sind in einem gußeisernen Kasten, welcher zugleich als Fundamentplatte dient, untergebracht. Das Kühlwasser wird durch ein am Boden des Kastens einmündendes Zulaufrohr fortwährend erneuert, während das erwärmte Wasser durch ein oben angebrachtes Ablaufrohr abgeleitet wird.

Die Zylinder- und Ventilköpfe selbst (Abbildung 30 und 31) sind doppelwandig gegossen und mit wirksamer Mantelkühlung versehen, wobei die gekühlten Räume entweder durch direkte Bohrlöcher in dem Deckel- und Zylinderflansch oder durch eingesetzte äußere Gasrohre mit einander in Verbindung treten. Das Kühlwasser fließt an der tiefsten Stelle zu und an der höchsten Stelle ab. Der Differentialkolben des kombinierten Mittel- und Niederdruckzylinders ist als langgestreckter Hohlgußkörper plungerartig ausgebildet und zur Abdichtung zwischen Nieder- und Mitteldruckraum mit 5 flachen, selbstspannenden Dichtungsringen versehen. Desgl. ist der dem Gabelrahmen zunächst liegende Mitteldruckraum gegen außen durch 5 Ringe dicht abgeschlossen, durch welche Anordnung einesteils die Stopfbüchse entbehr-

lich, andernteils noch eine wirksame Kühlung des Mitteldruckraumes durch die Außenluft erzielt wird. Die am Niederdruckraum liegende Kolbenstangen-Stopfbüchse erhält eine weiche metallische Packung. Als Plunger des Hochdruckzylinders wirkt die verlängerte Kolbenstange, welche zu diesem Zweck zur Aufnahme des Schmiermaterials und zur erhöhten Abdichtung im Zylinder mit Rillen versehen wird. Die Stopfbüchse wird durch mehrere zwischen Metallringe eingelegte Ledermanschetten abgedichtet. Obwohl bei einfach wirkenden Zylindern und dichtem Kolben die Stopfbüchse zum größten Teil entlastet ist, wird man aus Gründen der Betriebssicherheit unter Berücksichtigung event. eintretender Undichtheiten am Verdichtungskolben doch stets sowohl die Stopfbüchse als auch ihre Befestigungsschrauben als voll belastet rechnen. Um die Stulpdichtung vor dem zerstörenden Einfluß der Kompressionswärme möglichst zu schützen, sind Kompressionsraum und Packung um ca. 200 mm auseinandergerückt und die letztere von dem verlängerten Kühlraum des Hochdruckzylinders umgeben. Besonders erwähnenswert erscheint die Befestigung des Hochdruckzylinderdeckels, welcher bei der Kleinheit der Ausführung als bloße Mutter mit achteckig abgeflachten Seiten durchgeführt, mittels eines innen liegenden

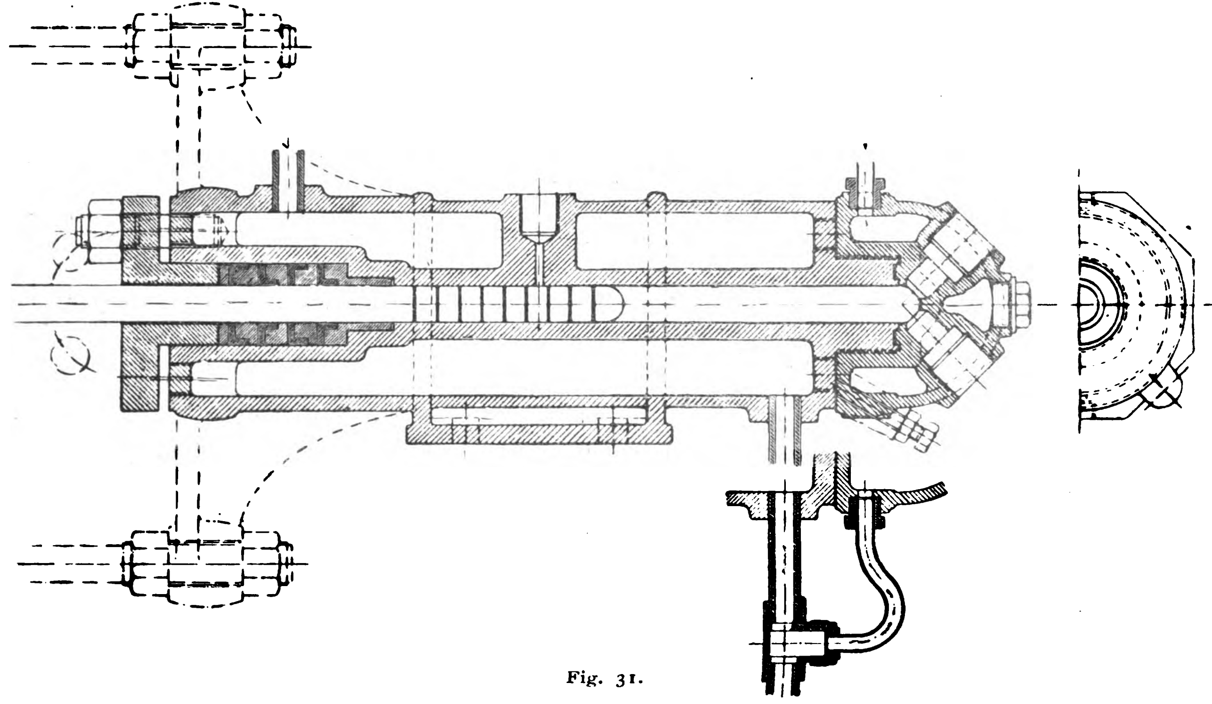


Fig. 31.

Flachgewindes aufgeschraubt und durch eine Druckschraube in der Endstellung gesichert wird. Die Luft-Zu- und -Abführung findet hier bei sämtlichen Ventilen in der Verlängerung der Ventilachse statt, wodurch, allerdings auf Kosten der leichten Zugänglichkeit, die Strömungswiderstände am kleinsten werden. Indikatornocken und -Bohrungen sind nur an der Mittel- und Niederdruckstufe vorgesehen.

Die Schmierung von Mittel- bzw. Niederdruckzylinder erfolgt durch einen bis auf 40 Atm. abgepreßten Schmierapparat mit sichtbarem Tropfenfall, dessen Wirkung auf Druckwechsel beruht; der Hochdruckzylinder erhält sein Schmiermaterial durch einen metallenen Schmierhahn mit Doppelküken für 180 Atm. maximalen Druck. Bezüglich der Schmierung bei Hochdruckkompressoren ist allgemein zu sagen, daß sie zwar wegen der Druckstufung und Rückkühlung nicht mehr Aufmerksamkeit erfordert als bei Niederdruckdampf und -luftzylindern an und für sich, aber bei Verwendung trockener Luft oder Gase stets beste Zylinderöle ohne tierische oder vegetabile Bestandteile mit hohem Entflammungspunkt und in nicht übermäßigen Quantitäten benutzt werden sollen, da die Öle leichter als in Dampfzylindern zur Ruß- und Krustenbildung neigen. Auch ist eine Unterscheidung hinsichtlich der Gasarten, welche

komprimiert werden, zu treffen. Schweflige Säure ist an sich fettig, und bedürfen die Kompressoren keiner weiteren Schmierung, ähnlich, aber nicht ganz zu entbehren, ist dieselbe bei Wasserstoff, bei welchem jedenfalls eine Schmierung mit Seifenwasser vollständig genügt. Geradezu gefahrbringend ist eine Fett- oder Ölschmierung bei Sauerstoffkompressoren, weil der Sauerstoff im verdichteten Zustand die Öle entzündet und die hierbei auftretende hohe Temperatur unter Umständen die Verbrennung auf das Metall fortpflanzen kann, welches bekanntlich im Sauerstoff unter lebhaftem Funkensprühen schmilzt. Sauerstoffkompressoren werden daher, allerdings auf Kosten der Lebensdauer infolge Rostens und Abnützung, mit bloßem Wasser geschmiert.

Betreffs der Materialien wird bei Hochdruckzylindern für Zylinder und Deckel, selbst wenn es aus Festigkeitsrücksichten bei kleineren Dimensionen noch nicht geboten erscheint, allgemein Phosphorbronze gewählt (bei mittleren Drücken auch Stahlguß), um sowohl einen möglichst spannungsfreien als auch gas- und luftdichten Guß zu gewährleisten. Der letzte Punkt ist namentlich für den leicht diffundierenden und spezifisch leichten Wasserstoff von Bedeutung. Vielfach werden die Zylinder auch aus einem vollen Stahlblock gezogen oder ge-

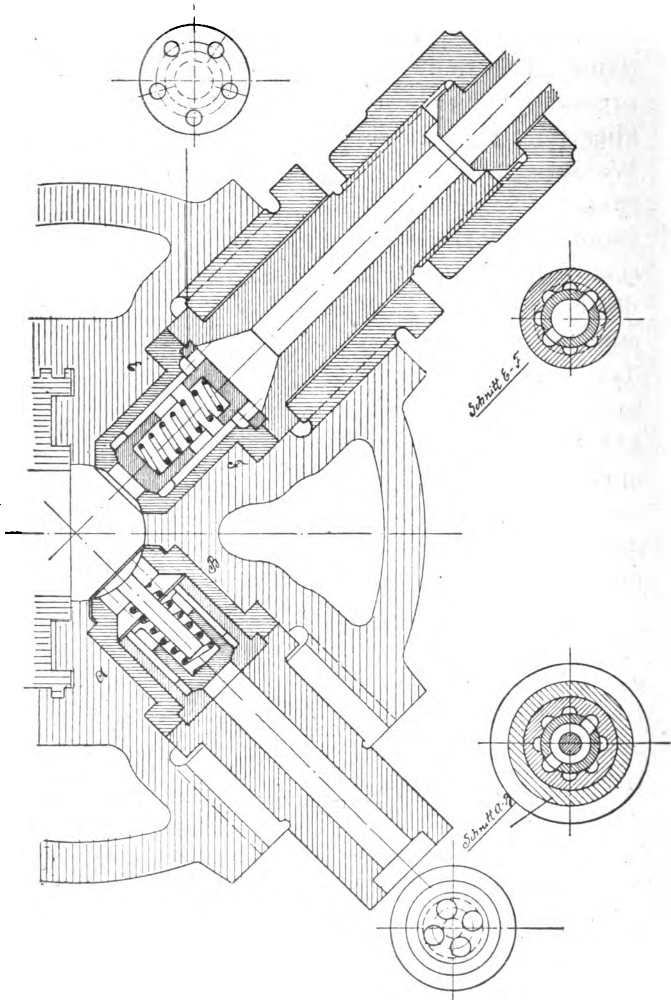


Fig. 32.

preßt und die Ventilgehäuse ausgebohrt. Derartige Konstruktionen werden auf einen Versuchsdruck gleich dem dreifachen Arbeitsdruck geprüft. Um andererseits auch bei gewöhnlichem Guß nicht bis zu unlässig bzw. für den Wärmeaustausch zum Kühlwasser ungünstig hohen Wandstärken der Zylinder zu kommen, hat man auch Zylinderlauf und Kühlmantel mit entsprechend verlaufenden, schraubenförmigen Rippen gegossen, welche gleichzeitg eine gute Wasserzirkulation verbürgen. Bei größeren Dimensionen geht man des bequemeren Gusses wegen nach dem Vorbild des Dampf- und Gasmaschinenbaues auch zu getrenntem Zylinderlauf und Kühlmantel über, welch letzterer dann aus gewöhnlichem Gußeisen und von geringerer Wandstärke sein kann.

Wie bei dem vorliegenden Beispiel werden die Ventilgehäuse oder besondere Ventileinsätze, Ventilsitze und die Ventile selbst beim Hochdruckzylinder, um ein Verziehen derselben bei den wechselnden Temperaturen und auch eine Gefahr bei dem harten Aufsetzen der Ventile infolge der weiten Druckgrenzen zu verhindern, zweckmäßig aus Nickelstahl hergestellt, während sich für die äußeren Organe und Anschlußstücke Phosphorbronze empfiehlt. Letztere genügt allgemein auch für die niederen Druckstufen, nur die Ventilkegel werden aus

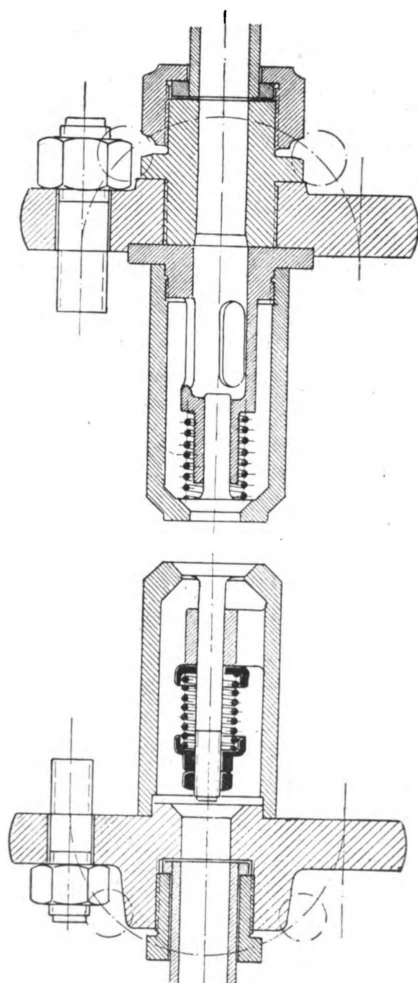


Fig. 33.

Stahl hergestellt. In vorbesprochener Ausführung sind für die Ventileinsätze und Ventile (Fig. 32 u. 33) der Mittel- und Niederdruckstufe annähernd dieselben Modelle und Dimensionen benutzt worden, was die Fabrikation verbilligt. Alle Saugventile sind so konstruiert, daß im Falle eines Bruches keine Teile in den Zylinder gelangen können.

Was die der Bestimmung der Querschnitte und Dimensionen zu Grunde zu legende maximale Durchgangsgeschwindigkeit für Luft und Gase anbelangt, so ist darauf zu achten, daß die Reibungs- und Wirbelwiderstände umso höhere werden, je dichter das Medium ist und um je höhere Verdichtungsdrucke es sich handelt. Die Ventilwiderstände sind dagegen wegen der reduzierten Massen und nur geringen Federbelastungen bei Hochdruckzylindern verschwindend klein. Im vorliegenden Falle ist für Saug- und Druckventil des Hochdruckkompressors die Durchflußgeschwindigkeit an der engsten Stelle zu $v = 15$ m angenommen. Man wird damit für Luft allerdings ohne Gefahr bis zu $v = 25$ m im Druckventil gehen und erforderlichenfalls bei den niederen Druckstufen v auch noch etwas steigern können.

Dementsprechend ist auch der vorerwähnte vierstufige Hochdruckkompressor von Rud. Meyer, Mülheim a. Ruhr, für die Technische

Vierstufiger Luftcompressor mit Transmissionsbetrieb für 200 Atm. Druck.

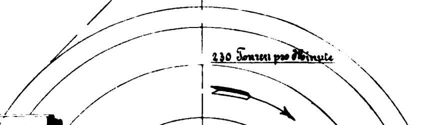


Fig. 34.

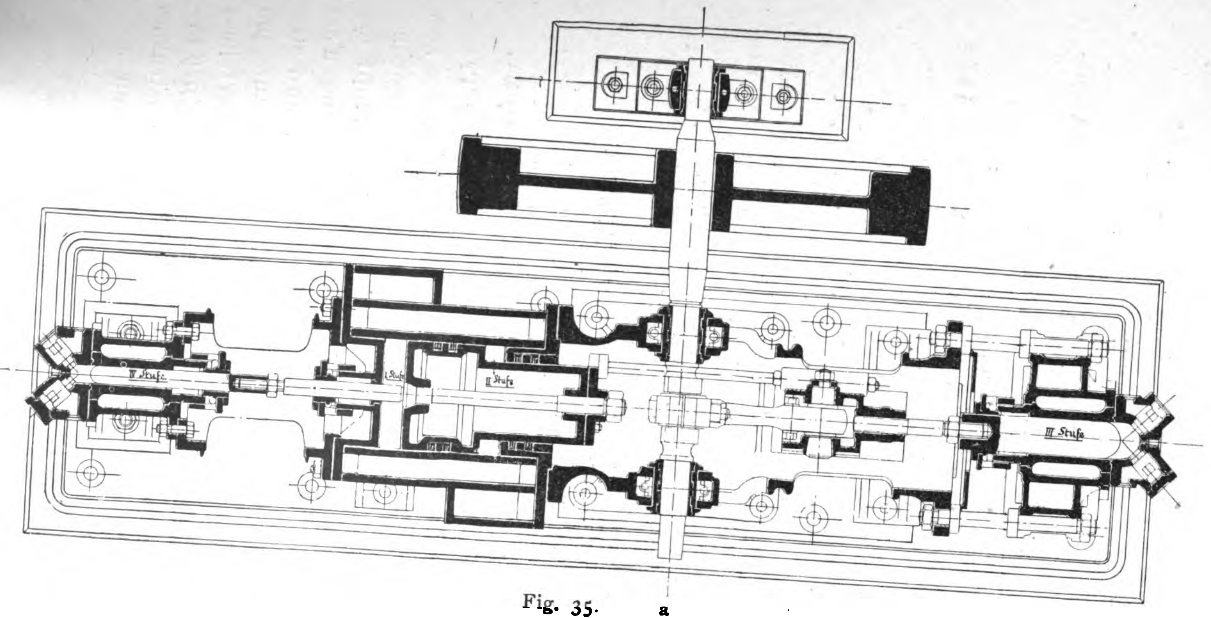
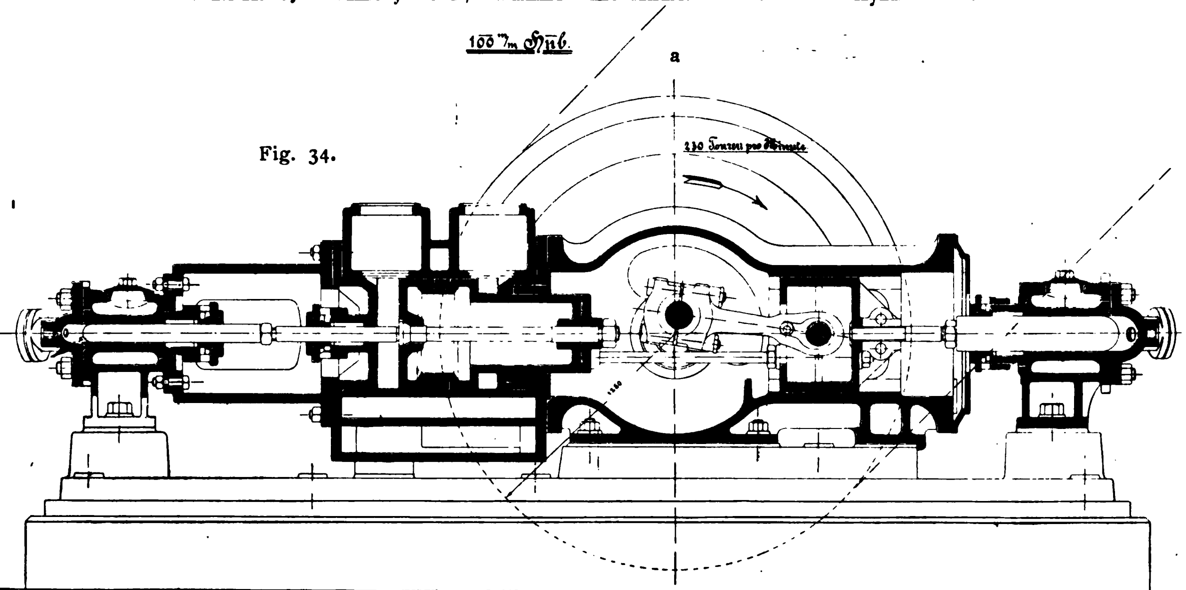


Fig. 35. a


Vierstufiger Luftcompressor mit Transmissionsbetrieb für 200 Atm. Druck.
100 m/m Hub.
a
230 Touren pro Minute
1250
Fig. 34.

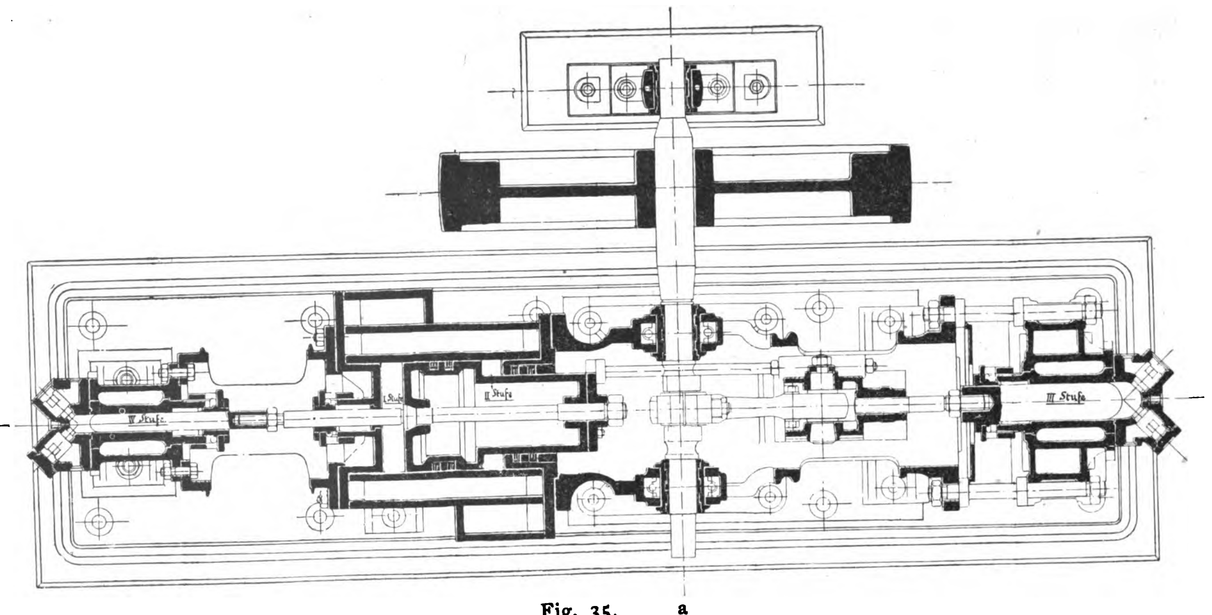


Fig. 35.

Hochschule zu Danzig, durchgebildet (Abbildungen 34—36).

Seine Dimensionen sind folgende:

Differentialkolbendurchm. der 1. u. 2. Druckst.	= 275/195 m/m
Luftkolbendurchmesser der 3. Druckstufe	= 105 „
„ „ 4. „	= 45 „
Gemeinsamer Hub	= 100 „
Tourenzahl pro Minute	= 230

Derselbe arbeitet bis zu einem Betriebsdruck von 200—250 Atm. und saugt pro Minute ca. 1—1,35 cbm Luft an. Theoretisch stellen sich demnach folgende Luftpressungen in den einzelnen Zwischenstufen ein:

In der 1. Druckstufe	2,01 Atm. abs.	
„ „ 2. „	6,85 „ „	
„ „ 3. „	37,3 „ „	
„ „ 4. „	201—251 „ „	maximal.

Im besonderen weist die von einer Transmission zu betätigende Kompressoranlage zentralen Antrieb mit entgegengesetzt angeordneten Zylindern auf, wobei der Kreuzkopf der einen Seite die Bewegung mittelst Stangen auf die andere Zylinderreihe überträgt, und stets zwei Zylinder von gleicher Gesamtleistung pro Hub zusammenarbeiten. Die Kraftverteilung ist demgemäß die denkbar günstigste pro Umdrehung. Die Einzelheiten der Konstruktion passen sich den früheren Ausführungen an.

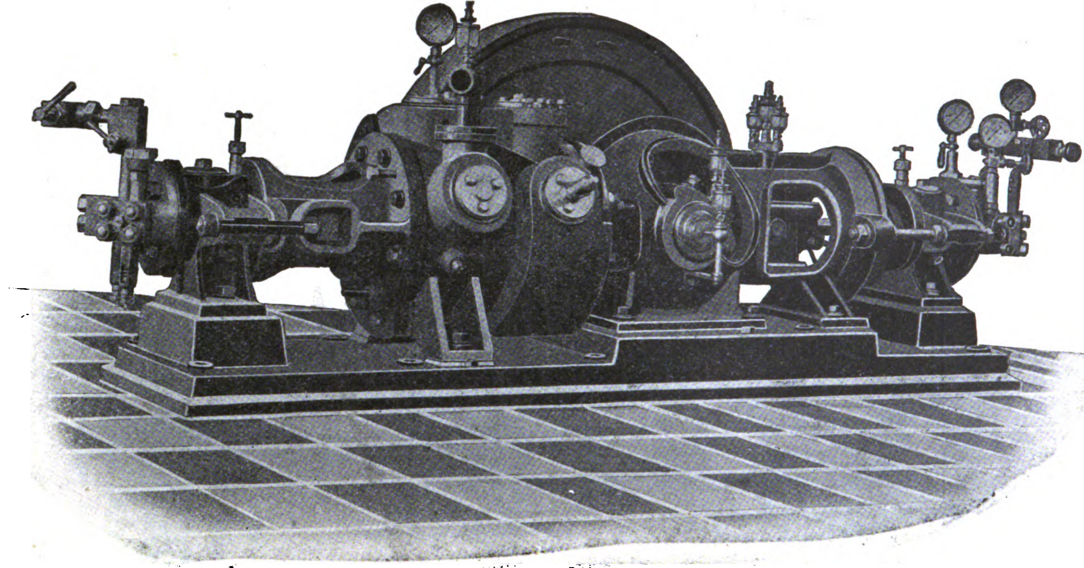


Fig. 36.

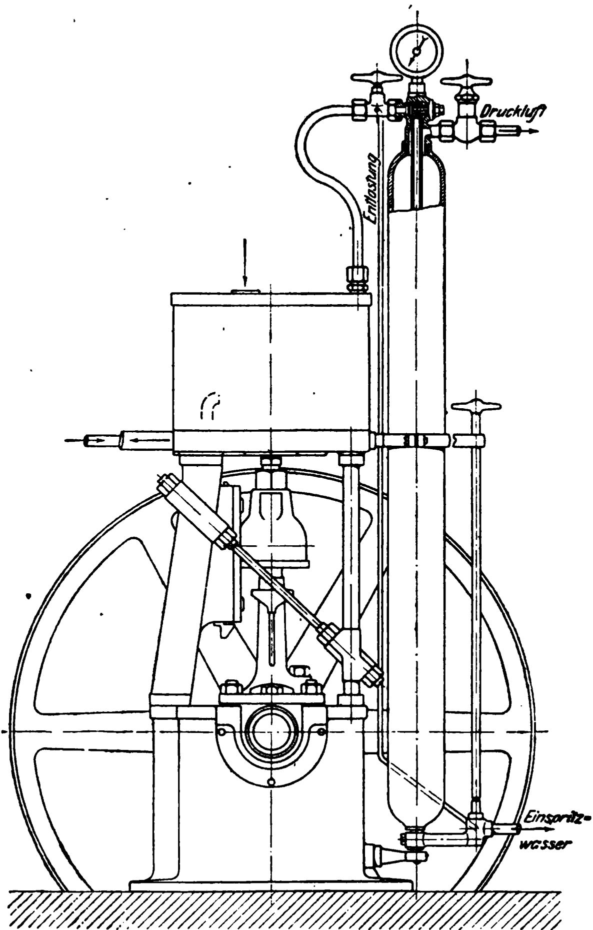


Fig. 37.

Den besten Ausgleich der hin- und hergehenden Massen usw. und zugleich die beste Kraftverteilung auf die einzelnen Zylinder ermöglichen einfach wirkende, stehende Konstruktionen. Sie eignen sich deshalb vorzüglich für schnelllaufende Hochdrückkompressoren.

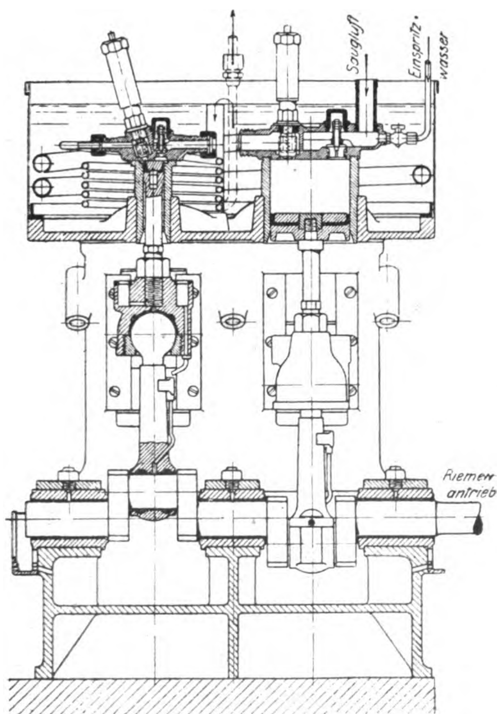


Fig. 38.

Interesse verdienen in dieser Hinsicht die ein-, zwei- und mehrstufigen Luftkompressoren stehender Bauart der Firma Whitehead & Co., A.-G. Fiume. Einen zweistufigen Luftkompressor, wie ihn die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen A.-G. in der Ausstellungshalle der Bayrischen Landesausstellung in Nürnberg 1906 zur

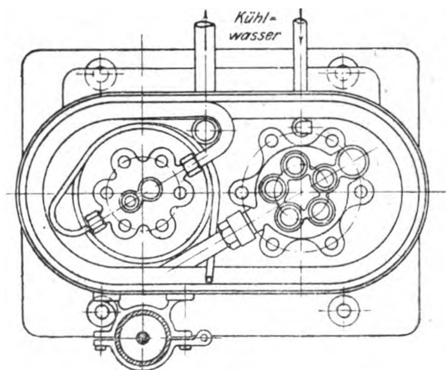


Fig. 39.

Gasverflüssigung in Benutzung hatte*), zeigen die Abbildungen 37—39. Derselbe hat 150 und 40 m/m Luftzylinderdurchmesser, 100 m/m Hub und preßt bei 230 Umdrehungen pro Minute auf 200 Atm. Trotzdem er auf den ersten Anblick wegen seiner speziellen Durchbildung in den Details eine Sonderstellung in dem Bau von

*) Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. 1906, S. 1646.

Hochdruckkompressoren einzunehmen scheint, weicht er im Grundprinzip keineswegs von früheren Vorbildern ab. Es sind einfache Rohrzylinder aus Phosphorbronze verwendet, welche in einen gußeisernen Rahmen eingepreßt sind. Der letztere bildet gleichzeitig den Boden für ein aus Blech hergestelltes offenes Kühlwasserbassin, welches wie bei früheren Ausführungen wieder die Zylinder, die aufgeschraubten Deckel mit ihren Ventilen und schließlich die Schlangenrohre der Zwischenkühlung und der austretenden Preßgase umgibt. Dieser obere Rahmen wird gegen einen die Lager der Kurbelwelle aufnehmenden, gußeisernen, mit dem Fundament verschraubten Sockel hinten durch einen breiten vertikalen, die Gradführung der Kreuzköpfe bildenden Gußträger, vorn durch 3 Säulen abgestützt, welche ihrerseits in einzelnen Fällen gegen den hinteren Tragbalken durch Querverschraubungen versteift sind.

Die Ventile sind wieder in den Deckeln untergebracht und zwar im Niederdruckzylinder 3 Saug- und 2 Druckventile, im Hochdruckzylinder je ein solches. Je ein Druckventil an beiden Zylindern ist gleichzeitig als Sicherheitsventil gegen Überschreiten des Höchstdruckes bzw. als Entlastungsvorrichtung zum Anlassen ausgebildet. Sämtliche Ventile sind leicht zugänglich und ergibt ihre Anordnung wieder

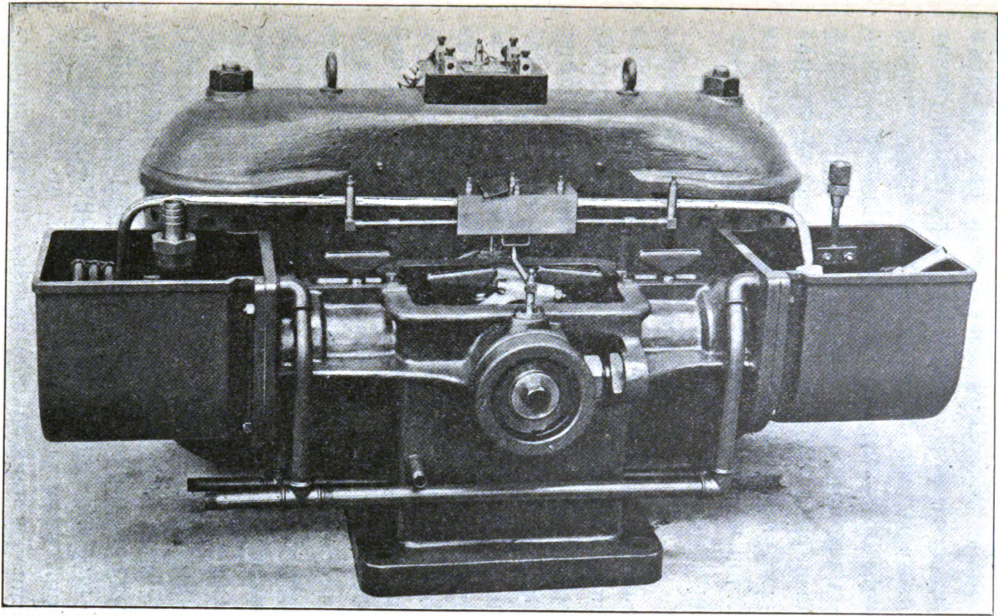


Fig. 40.

kleinsten schädlichen Raum. Unterschiedlich ist die Bauart flacher Kolben, welche eine gewöhnliche Lederstulpabdichtung erhalten und demgemäß flacher Deckel. Bedenken sind gegen diese Konstruktion nicht vorhanden, weil erstens für intensivste Mantel- und Deckelkühlung gesorgt wird, zweitens die Zylinder einfach wirkend sind, die Kompressionswärme daher den Kolben nur einseitig und zudem nur jeden zweiten Hub angreift, drittens, weil die hohe Tourenzahl der Ausgestaltung und Wirksamkeit der hohen Kompressionstemperaturen überhaupt nur eine geringe Zeit läßt. Wegen der vermehrten Reibungswärme bei hohen Tourenzahlen und zweitens wegen der an und für sich hochliegenden Kompressionstemperaturen infolge der nur zweistufigen Kompression bis zu 200 Atm. würde indessen der Wert einer Ölschmierung allein, besonders im Falle der Verwendung trockener Luft, nur zweifelhaft sein. Aus diesem Grunde ist eine Einspritzung von Wasser, welches am besten mit Glyzerin oder Seife versetzt ist, fast unerläßlich und dürfte die Haltbarkeit der Stulpdichtung wohl lediglich auf diese Einrichtung zurückzuführen sein. Das Wasser schmiert einerseits die reibenden Flächen, andererseits verdampft es und führt die entstehende Kompressionswärme schnell ab. In den Kühlschlangen kondensiert der

Wasserdampf wieder, das eingespritzte Wasser gelangt mithin von Zylinder zu Zylinder und wird schließlich in der Stahlflasche durch einen am Boden derselben befindlichen Hahn abgezogen.

Das Triebwerk erinnert in seiner Formgebung lebhaft an schnelllaufende, einfach wirkende Dampfmaschinen mit Luftpufferwirkung zur Vermeidung von Druckwechseln (sog. Expreßdampfmaschinen). Es herrschen auch hier nur einseitige Drucke nach unten, so daß die Ausbildung der Kreuzkopfzapfen als Kugelzapfen unbedenklich ist, da nur die obere, vollerhaltene Fläche als belastete Fläche in Betracht kommt. Ebenso erhalten Pleuelstangenköpfe und Kurbellager nur einfache, gerade Abschlußdeckel und verhältnismäßig schwache Befestigungsschrauben.

Die vorbesprochene Konstruktion, in ihrer kompendiösen, eigenartigen Form wird von der Firma auch drei- und mehrstufig gebaut. Sie bildet den Übergang zu einer ganzen Reihe ähnlicher, stehender und liegender, schnelllaufender Maschinen für die vielseitigen industriellen Zwecke. Ein elektrisch angetriebener liegender Hochdruckkompressor (Fig. 40) ähnelt der früher besprochenen Ausführung des fünfstufigen Gaskompressors, nur besitzt er weniger Druckstufen. Das Schwungrad wird vom

Dynamoanker ersetzt. Für Kriegsschiffe, Torpedoboote usw. werden spezielle Dampfkompressoren hergestellt. Letztere werden bereits nach bestimmten Modellen ausgeführt, welche aus der beifolgenden Tabelle hervorgehen.

Dampfluftkompressoren der Whitehead & Co., A.-G., Fiume.

	Type	I	II	III
liefert zu 150 kg/cm²	Liter/Minute	6	9	15
Maximal-Druck	kg/cm²	170	170	170
Dampfdruck	kg/cm²	7·5	7·5	7·5
Umläufe/Minute		660	460	360
Kraftbedarf	PS. indic.	20	32	52

Ebenso wie der elektrisch angetriebene stehende Luftkompressor (Fig. 41), bei dem die Bewegung der Kompressorplunger von einer gemeinsamen Traverse abgeleitet wird, tragen diese Maschinentypen gewissermaßen schon das Gepräge von Sonderkonstruktionen und gehen als solche über den Rahmen dieser Abhandlung hinaus.

Für den Großbetrieb der sich rapid entwickelnden Sauerstoff-Wasserstoffindustrie, der Luft- und Gaskompression und -Verflüssigung für die chemische Industrie, die Luftschifffahrt, Eisenbahntechnik, Volkswirtschaft und -Hygiene (Rettungswesen, Heilkunde und Kältetechnik), für die Generatorgas - Verbesserung durch flüssige Luft usw. können nur größere Einheiten in Frage kommen, wie sie bereits im Laufe der Abhandlung besprochen sind.

Wichtig erscheint für die Fälle des Großbetriebs auch der Hinweis auf die Verschmelzung der vertikalen mit der horizontalen Bauart von Hochdruckkompressoren zum Zwecke bequemster Raumanpassung, beispielsweise vor allem die konstruktive Lösung der Aufgabe, dreistufige Kompression in drei stehenden Luftzylindern mit Verbund-Dampfantrieb in Gestalt zweier liegender Dampfzylinder zu ermöglichen. Wie ersichtlich, wäre eine gute Gleichförmigkeit durch Anordnung liegender Kompressoren mit einseitigem Stufenzylinder nur bedingt erzielbar, andererseits würde Verteilung einer Druckstufe auf zwei Zylinder und Tandemanordnung je zweier Druckstufen zu umständlich und kostspielig werden. Auch ist mit negativem Resultat, schon auf Kosten des Aussehens und der Übersichtlichkeit des Ganzen, eine liegende Kompounddampfmaschine mit stehenden Kompressoren — einerseits zwei vertikale Kompressorzylinder übereinander, andererseits der dritte Kompressorzylinder für sich — versucht worden.

Eine unbestrittene, wenn auch nicht einfache und praktisch noch nicht erprobte Lösung scheint der Hochdruck-Kompressoranlage in den Figuren 42—44 zu Grunde zu liegen, welche für eine angesaugte Luftmenge von 300 cbm pro Stunde und einen Arbeitsenddruck

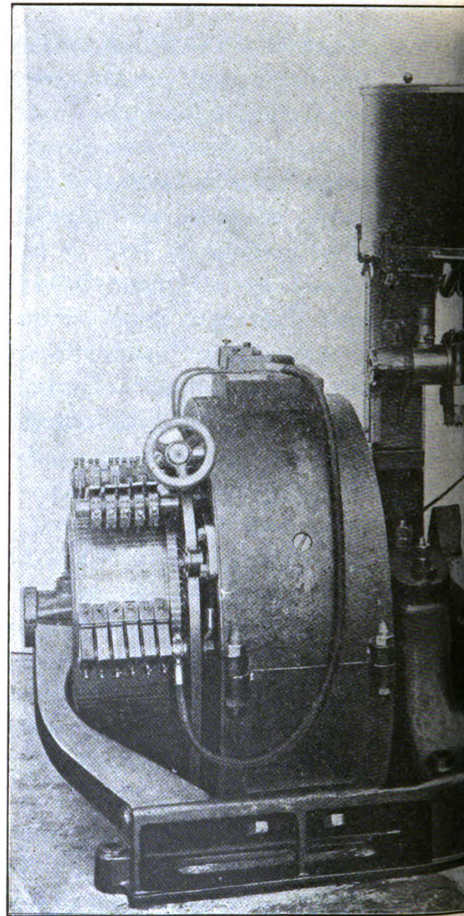
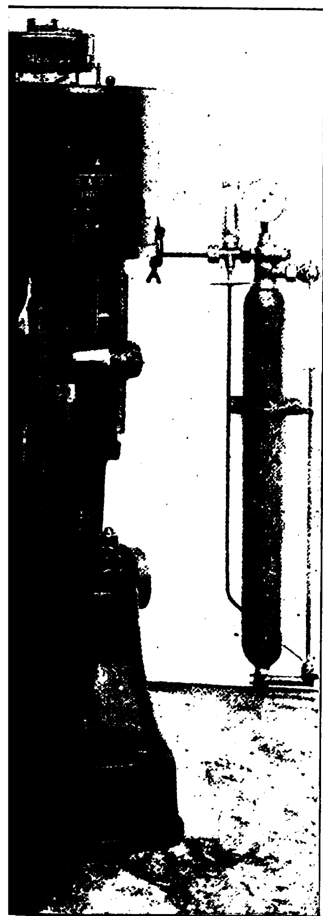
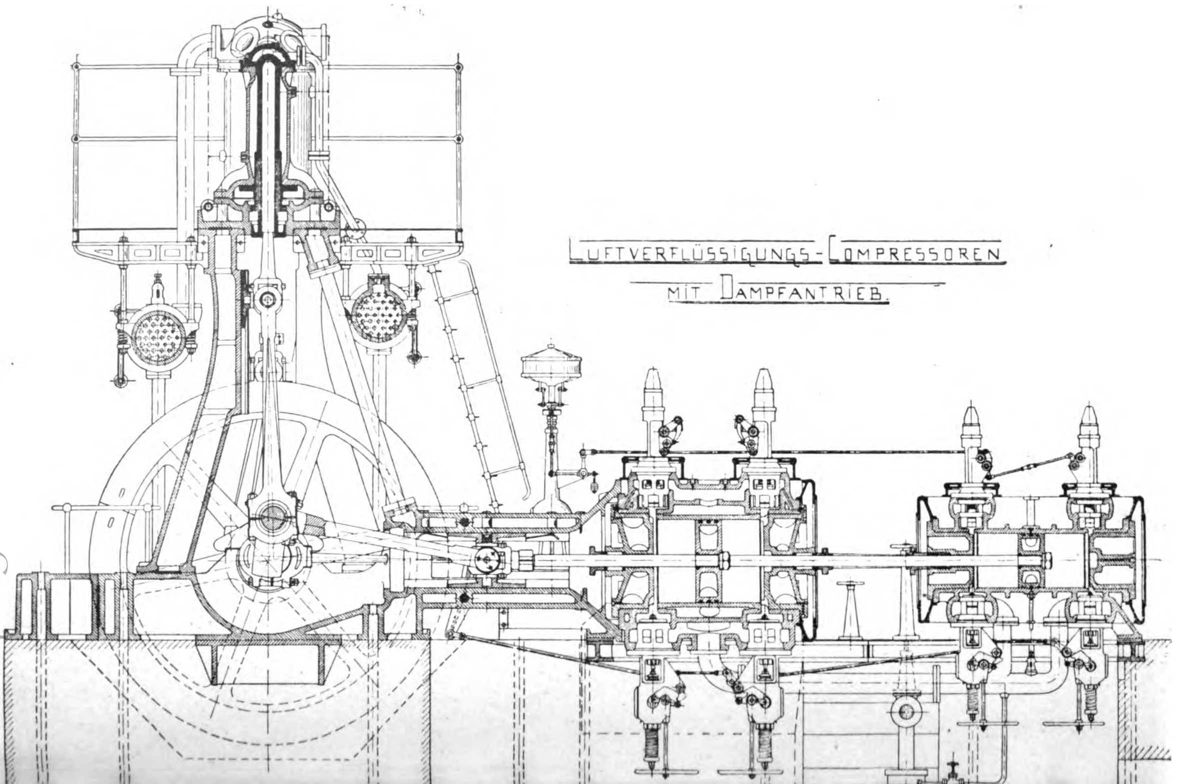


Fig. 41.




LUFTVERFLÜSSIGUNGS-COMPRESSOREN
MIT DAMPFANTRIEB.

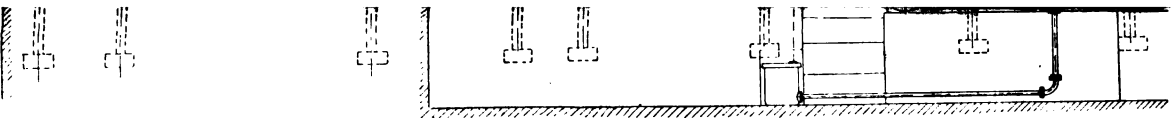

Fig. 42.

Fig. 43.

von 150 Atm. berechnet ist. Die von Herrn Prof. Stumpf an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin vorgeschlagene Antriebsweise bietet Interesse genug, hier geschildert zu werden. Der direkte Angriff der horizontalen Tandem-Dampfmaschine und des vertikalen Hochdruckkompressors an einer gemeinsamen, zentralen Kurbelkröpfung, d. h. eine gegenseitige Versetzung der Kolbenwege um nahezu 90°, ist für die Abgabe und Aufnahme der wirksamen Kolbenkräfte, d. h. die Gleichförmigkeit im Maschinengange weit günstiger als bei liegenden Maschinen, wo die höchsten Punkte der Kraft- und Arbeitsdiagramme fast um 180° auseinander liegen, ebenso begünstigt die beliebig zu wählende Versetzung der drei Kompressorkurbeln unter sich die Gleichförmigkeit. Eigenartig, aber wegen der einseitigen Kräfte seitens der einfach wirkenden Kompressoren unbedenklich, ist die Betätigung der beiden äußeren Kompressorplunger von Stirnzapfen in den fliegend angeordneten und zu diesem Zweck eingezogenen Schwungrädern usw. Letztere können von verhältnismäßig geringem Gewicht sein und sind aus Montagerücksichten zweiteilig. Die naturgemäß entferntere Lagerung der Rohrleitungen von Luft- und Dampfzylindern verhindert eine gegenseitige, schädliche Wärmeübertragung in prinzipiell

einfachster Weise. Nachteilig, aber durch die in sich abgeschlossene Konstruktion selbst bedingt erscheint die schlecht zugängliche Lagerung der zentralen Kurbelkröpfung, ein Nachteil,

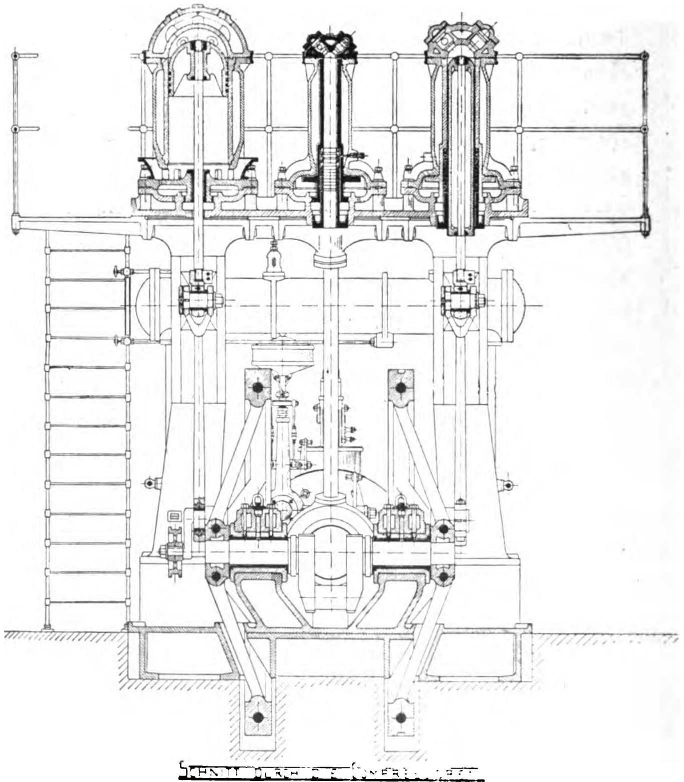


Fig. 44.

der indessen durch die Anordnung einer mittleren Stützsäule für den Hochdruckkompressor, sowie durch die an sich recht breit gehaltenen Lagerflächen zum größten Teil behoben ist. Weitere Einzelheiten dürften aus den Zusammenstellungszeichnungen auf Grund des früher Gesagten leicht verständlich sein.

Sieht man von einigen besonderen, im Verfolg der Abhandlung hervorgehobenen Merkmalen der Hochdruckkompressoren ab, so kann man nach alledem mit Recht sagen, daß bei näherer Beleuchtung diese Maschinen den Charakter des Ungewöhnlichen verlieren, daß Schwierigkeiten im Bau und Betrieb von Hochdruckkompressoren heute als überwunden gelten können und daß Sonderkonstruktionen nur in den allerdringendsten Fällen Berechtigung haben.

Zum Schlusse sei außer auf die Bedeutung der Hochdrukkompressoren für die vielseitigen industriellen Zwecke auch auf die Wichtigkeit für die zukünftige Entwicklung der »Hochdruckmaschinen« als Kraftmaschinen hingewiesen. Auf Grund der allgemeinen Erfahrungen im Dampfmaschinen-, Gasmaschinen- und Dampfturbinenbau kann man sich der Tatsache nicht verschließen, daß Wärmekraftmaschinen, in der Vereinigung von Kolbendampf- bezw. Gasmaschinen mit höchsten Anfangsdrücken und

von Niederdruckdampf- bezw. Gasturbinen bestehend, im Verhältnis zur erzielbaren Arbeitsleistung und Dampf- bezw. Gasökonomie die kleinsten Maschinenaggregate von denkbar geringstem Gewicht ergeben müssen. Bekannt ist es ja, daß man bisher bei alleiniger Verwendung von Kolbenmaschinen zur Erreichung größerer Leistungen auf große Zylindervolumina angewiesen ist und aus diesem Grunde insbesondere die niederen Stufen der Kolbendrücke (Kondensatorspannungen) nicht ökonomisch ausnutzen kann und sich andererseits bei alleiniger Verwendung von Dampfturbinen der Nachteil zeigt, daß sie zur Ausnutzung eines möglichst großen und rationellen Wärmegefälles in Bezug auf die Umsetzung der oberen Druckstufen in-Arbeit wegen der tunlichsten Verringerung der hohen Dampfgeschwindigkeiten zu schwerfällig und in Bezug auf Dichtung zu empfindlich werden.

Blümelhuber, Michel, **Ein lenkbares Luftfahrzeug.** Mit vier Tafeln. Preis 1,50 ℳ

Der Verfasser hat sich offenbar viel und mit großem Interesse mit der Luftschiffahrt befaßt. Er zeigt sich in seinem Buche über alles wohl orientiert und sucht durch logische Spekulation den richtigen Weg zur Konstruktion eines neuen Luftschiffes. *Illustr. aëronaut. Mittlg.*

Borchardt, Dr. B., **Zum 25jährigen Gedenktag der Sauerstoff-Verflüssigung.** Überblick über die geschichtliche Entwicklung der Gasverflüssigung von Faraday bis zur Gegenwart. Preis 80 ₰.

In anschaulicher, leichtverständlicher Weise geschrieben, wird Borchardts Schrift auch für diejenigen, welche sich nicht speziell mit dem Gegenstand beschäftigt haben, interessant sein. und manche Anregung bieten. *Glückauf.*

Ferraris, G. und **Arno,** R., **Ein neues System zur elektrischen Verteilung der Energie mittels Wechselströmen.** Autorisierte Übersetzung von Prof. Carl Heim. Mit 14 Abbild. 2. Aufl. Preis 1,35 ℳ

Es wird den deutschen Lesern angenehm sein, daß Herr Prof. Heim sich der Mühe unterzogen hat, die hochinteressante Abhandlung durch eine korrekte, auch sprachlich ausgezeichnete Übersetzung zugänglicher gemacht zu haben. *Elektrotechn. Zeitschrift.*

Gumlich, Prof. E. und **Wiebe,** Prof. H. F., **Über die Bestimmung der spezifischen Wärme von Flüssigkeiten.** (Aus „Zeitschrift für komprimierte und flüssige Gase“.) Preis 80 ₰.

Heinel, C., Ingenieur, Privatdozent an der technischen Hochschule zu Berlin, **Vereinfachte Behandlung thermodynamischer Aufgaben** des prakt. Maschinenbaues vermittels Schaulinien, 63 S. gr. 4°, mit 49 Fig. im Text und 4 Tafeln. Preis 2,80 ℳ

Die mittels dieser Schaulinien aufgestellten Diagramme erläutern in anschaulichster Weise die hauptsächlichen Vorgänge in den Kompressoren und Motoren und können selbst auf chem. Vorgänge (Verbrennungskraftmaschinen) angewendet werden. Sie erleichtern dem Konstrukteur die Übersicht über Zustandsänderungen usw. außerordentlich, heben das Verständnis für die dargestellten Vorgänge und wirken infolge ihrer Anschaulichkeit äußerst anregend. Sie werden vielen ein willkommenes Hilfsmittel bieten. *Uhlands techn. Zeitschr.*